



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA

STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR VALIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2010

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je návrh točivé redukce pro zadané vstupní parametry, která je paralelně zapojena s redukční stanicí. Dále se v této práci zabývám termodynamickým výpočtem stupně a výpočtem vybraných uzlů turbíny, zpracováním projekčního návrhu zapojení točivé redukce do parního oběhu. Práce je zakončena návrhovým řezem turbíny.

Abstract

Goal of this dissertation is design of rotary reduction for entered input parameters that it is connected in parallel with reducing station. Further I'm looking into thermodynamic calculation of stage and chosen parts of turbine, making of project design of connection of rotary reduction to steam circulation. Dissertation is concluded by designed cross-section of turbine.

Klíčová slova

parní
turbína
entalpie
účinnost stupně
výkon
dýza
regulační
rychlost
tlak

Key words

steam
turbine
enthalpy
stage efficiency
power
nozzle
governor
velocity
pressure

Bibliografická citace mé práce:

VALIŠ, P. *Parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 56 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování diplomové práce a že jsem celou tuto práci vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury, pod vedením vedoucího bakalářské práce Doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr..

V Brně dne 21. května 2007

.....
Petr Vališ

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Doc. Ing. Janu Fiedlerovi za odborné vedení, cenné rady a věnovaný čas při tvorbě diplomové práce. Velkou měrou také děkuji zaměstnancům firmy Ekol za velice užitečné informace o konstrukci parních turbín. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům, kteří mi vytvořili dostatečné zázemí po celou dobu mého studia.

Děkuji.

Obsah:

1. Úvod	9
2. Historie parních strojů	10
2.1 Základní dělení turbín	11
3. Zadání diplomové práce	12
3.1 Charakteristika problematiky úkolu:	12
3.1.1 Cíle diplomové práce:	12
3.2 Rozbor zadání diplomové práce	12
3.3 Použití točivé redukce v parním systému	12
4. Projekční schéma	14
4.1 Návrh zapojení TR v tepelném schématu	14
4.2 Návrh olejového systému mazání ložisek	15
5. Konstrukční řešení turbosoustrojí	16
5.1 Volba regulačního stupně	16
5.2 Volba otáček stroje	17
5.3 Rotor turbíny, volba uložení	17
5.4 Volba ložisek	19
5.5 Volba ucpávek	20
5.6 Regulace výkonu parní turbíny	21
5.7 Skříň turbíny	22
5.8 Olejové hospodářství	22
6. Termodynamický výpočet	23
6.1 Vstupní parametry turbíny pro výpočet	23
6.2 Předběžný výpočet	23
6.2.1 Parametry páry pro předběžný výpočet	24
6.2.2 Určení rychlostního poměru a středního průměru lopatkování	25
6.2.3 Výpočet délky lopatek	26
6.2.4 Určení obvodové účinnosti a výpočet výkonu stupně	28
6.3 Detailní výpočet	30
6.3.1 Upřesnění průběhu expanze	30
6.3.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků	31
6.3.3 Výpočet průtočných průřezů stupně:	34
6.3.4 Výpočet obvodové účinnosti stupně	36
6.3.5 Výpočet termodynamické účinnosti a výkonu turbíny	36
6.3.6 Volba lopatek a jejich rozměrů	39
7. Charakteristiky turbíny	42
7.1 Závislost obvodové účinnosti, středního průměru lopatkování na u/c_{iz}	42
7.2 Závislost obvodové účinnosti na úhlu α_1	42
7.3 Závislost délky výstupní hrany dýzy:	44
7.4 Spotřební charakteristika turbíny	44
8. Výpočty vybraných uzlů turbíny	46
8.1 Výpočet ucpávky:	46
8.2 Výpočet osově síly	47
8.3 Výpočet průměru vstupního a výstupního hrdla	47
8.4 Napětí od odstředivých sil v listu lopatky	48
8.5 Tahové napětí od bandáže	49
9. Závěr:	51
10. Seznam použitých zdrojů:	52
11. Seznam obrázků:	53

12. Seznam použitého značení a indexů.....	54
13. Seznam příloh.....	56

1. Úvod

Současný svět dnes musí čelit mnohým problémům, jejichž vyřešení nebude jednoduché, a mnohdy bude provázeno hůře akceptovatelnými rozhodnutími, které se budou dotýkat každého z nás. Potýkáme se, se stále rostoucí populací, klimatickými změnami a ekologickými problémy. Růst populace, ekonomik a životní úroveň rozvojových států sebou nese masivní nárůst ve spotřebě energií. Z nich nejdůležitější jsou tepelná a elektrická energie. Světová výroba elektrické energie a tepla je převážně zajišťována spalováním fosilních paliv, štěpením jádra a obnovitelnými zdroji energie, které se stále větším procentem podílejí na této výrobě.

Proto je v současné energetice kladen velký důraz na zvyšování účinnosti parních a paroplynových cyklů. Výsledkem je úspora komodit, jako např.: uhlí, biomasa, kapalná paliva a zemní plyn používané především pro výrobu elektrické energie. Výše uvedené úspory mají ekonomický a ekologický charakter. A právě tyto dva aspekty jsou hnacím motorem pro většinu tepláren a elektráren, jak zefektivnit svoji výrobu při splnění určitých standardů.

V této práci se zabývám využitím entalpického spádu pro úpravu parametrů technologické páry, jejíž parametry jsou doposud upravovány pomocí redukční stanice, což znamená, že veškerá energie při škrcení je zmařena a přeměněna v teplo, které je dále nevyužito. Proto se mnohdy v těchto případech uvažuje o zavedení do parního oběhu malé parní turbíny tzv. „točivé redukce“, která, místo maření energie páry v redukční stanici, přemění energii páry na elektrickou energii. To znamená lepší využití primárních zdrojů, tedy paliva použitého pro výrobu páry, což je ekonomickým i ekologickým přínosem.

Točivá redukce je tedy parní turbína malých výkonů, jak v provedení axiálním tak i radiálním. Příklad návrhu a konstrukce takové parní turbíny je uveden v této práci, kde je řešeno projekční schéma zapojení takové turbíny, termodynamický výpočet a výpočet vybraných uzlů turbíny. Také je zde pojednáno o možných konstrukčních variantách zakončené návrhovým řezem turbíny.

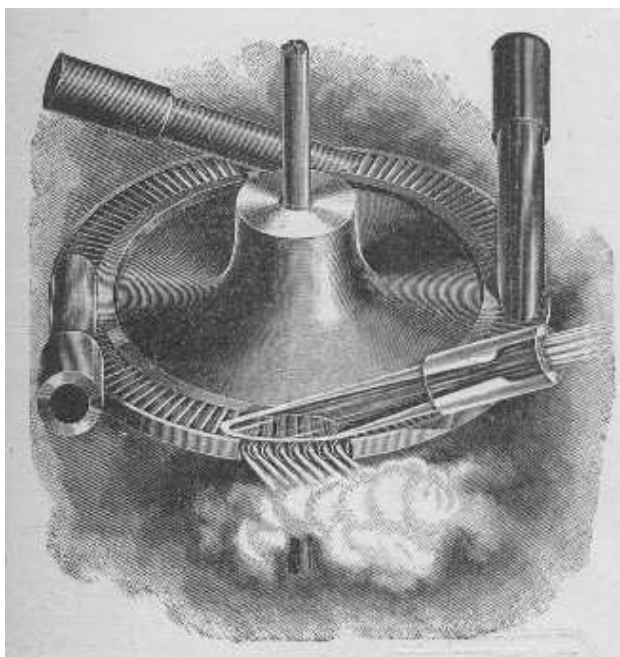
2. Historie parních strojů

Roku 1883 sestrojil první rovnotlakou turbínu švédský inženýr Carl Gustav de Laval. Jeho následovník nenechal na sebe dlouho čekat. O rok později ohlašuje svůj patent na sestrojení první přetlakové turbíny anglický inženýr Charles Algernon Parsons. Společné znaky obou turbín byly značně vysoké otáčky, kolem 26 000 ot/min a velmi nízké výkony. Použitelnost těchto strojů byla vzhledem ke svým parametrům velmi problematická. Postupem času, při prohlubování teoretických znalostí, se již turbíny začaly prosazovat pro pohon lodí a později pro výrobu elektrického proudu. Pomale tak začaly vytlačovat parní stroje, které nemohly konkurovat parním turbínám, vzhledem k narůstání jejich výkonů, jelikož byly limitovány velikostí a hmotnostními limity [3].

V naší zemi byla vyrobena a uvedena do provozu první parní turbína v 1903. Jednalo se tehdy o přetlakovou parní turbínu vyrobenou v závodě První brněnské strojírny podle licence firmy Parsons. O rok později v roce 1904 byla vyrobena ve Škodových závodech v Plzni první rovnotlaká parní turbína dle licence Rateau. Tím začala výroba parních turbín v České zemi. Jak se později ukázalo, začali se již zmíněné podniky specializovat výhradně na výrobu a vývoj parních turbín dle zakoupených licencí, nutno zmínit, že takovéto rozdělení platí víceméně i dnes [2].

Je tedy tomu více jak 100 let od sestrojení první parní turbíny u nás, naše výrobní podniky slavily během té doby nemalé úspěchy na světovém poli, jejich produkty byly vyváženy po celém světě. Výkony se skokově navyšovaly také díky zapojení aplikovaného vědeckého výzkumu po roce 1945, např. výzkum vlastností vodní páry, materiálový výzkum, výzkum v oblasti proudění páry, vibrace lopatek a rotorů a spousta dalších problémů. S výpočetní technikou nastal přelom ve vývoji profilů lopatek posledních stupňů turbíny, jejichž 3D tvar podstatně zvyšuje účinnost těchto stupňů. V těchto trendech se pokračuje i nadále při vývoji parních turbín s cílem dosáhnout co největší účinnosti. Na obr. 1 je znázorněno konstrukční řešení parní turbíny ve svých počátcích vývoje, jde o jednostupňovou akční turbínu, zkonstruovanou de Lavalem.

V následující kapitole je nastíněno základní rozdělení lopatkových strojů, dle jejich použití a typu proudícího média.



Obr. 1 Jednostupňová parní turbína [8]

2.1 Základní dělení turbín

Turbíny se dělí dle několika základních hledisek:

- podle proudícího média:
 - parní
 - spalovací
 - vodní
 - větrné
- podle druhu lopatkování:
 - akční (rovnotlaké lopatkování)
 - reakční (přetlakové lopatkování)
- podle směru proudění média vzhledem k ose rotace:
 - axiální
 - radiální
 - radiálně axiální
- podle zapojení v tepelném schématu:
 - kondenzační
 - protitlakové
 - s regulovanými odběry
 - s neregulovanými odběry
- podle počtu stupňů:
 - jednostupňové
 - vícestupňové
- podle počtu těles
 - jednotělesové
 - vícetělesové

3. Zadání diplomové práce

3.1 Charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh točivé redukce pomocí parní turbíny pro zadané parametry:

vstupní tlak páry	1,55	[MPa]
vstupní teplota	245	[°C]
výstupní tlak	1,06	[MPa]
hltnost turbíny	60	[t/h]
otáčky	50	[Hz]

3.1.1 Cíle diplomové práce:

- návrh zapojení točivé redukce páry v tepelném schématu
- zpracujte termodynamický návrh lopatkování parní turbíny
- návrh konstrukční koncepce turbíny

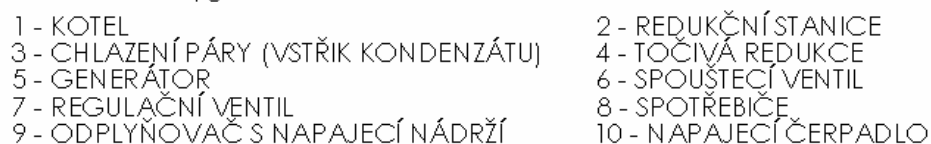
3.2 Rozbor zadání diplomové práce

Zadání této práce je postaveno na využití energie páry, jejíž parametry se doposud upravovaly v redukční stanici, což nemělo žádný finanční přínos pro provozovatele. Proto byla snaha této páry o nízkých parametrech efektivněji využít. Jak se již úspěšně zavedlo do praxe, obvykle se to řeší zavedením parního stroje do tepelného oběhu, který je schopen takovou energii přeměnit na elektrickou. Jedná se tedy buď o parní pístový motor či malou parní turbínu. V této práci se budu zabývat parní turbínou. Při návrhu turbíny musí být zajištěn, i při průtoku 15 t/h, trvalý elektrický výkon, který má zhruba poloviční podíl provozních hodin v průběhu roku.

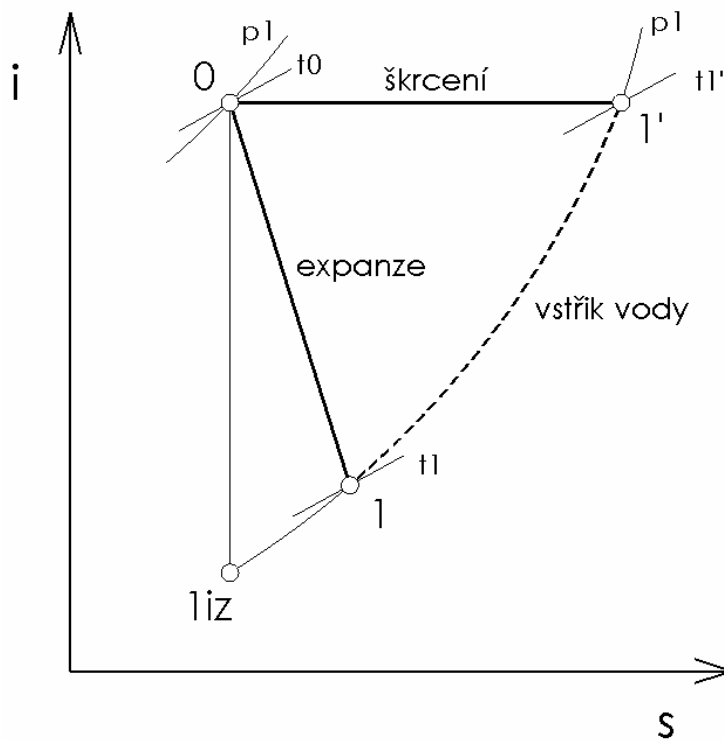
3.3 Použití točivé redukce v parním systému

Parní systém, kde je paralelně použita redukční stanice a točivá redukce znázorňuje obr. 2. Technologická pára z kotle je vedena potrubím k redukční stanici a současně na spouštěcí ventil točivé redukce (dále již jen TR). Jednotlivé trasy jsou opatřeny uzavíracími ventily, kterými lze mezi RS a TR přepínat. Jak již bylo uvedeno, bude v provozu TR při průtoku páry od 15-60 t/h. Při poklesu pod hodnotu 15t/h je TR odstavena a parametry páry se již upravují pomocí redukční stanice (dále již jen RS).

Děje probíhající v RS jsou znázorněny v i-s diagramu na obr. 3. Škracení páry na požadovaný tlak probíhá mezi body 0 - 1', kde se energie páry mění a mění v teplo, které je dále nevyužito, jedná se o izoentalpický děj. Úprava na požadovanou teplotu páry probíhá izobaricky mezi body 1' - 1 a to vstřikem chladicí vody za redukční ventil. Chlazení páry obvykle bývá přímou součástí redukční stanice. Výhoda použití TR je tedy zřejmá a její přibližný průběh expanze mezi body 0 -1 je znázorněn též na obr. 3.



Obr. 2 Zjednodušené schéma zapojení TR a RS v parním oběhu [7]

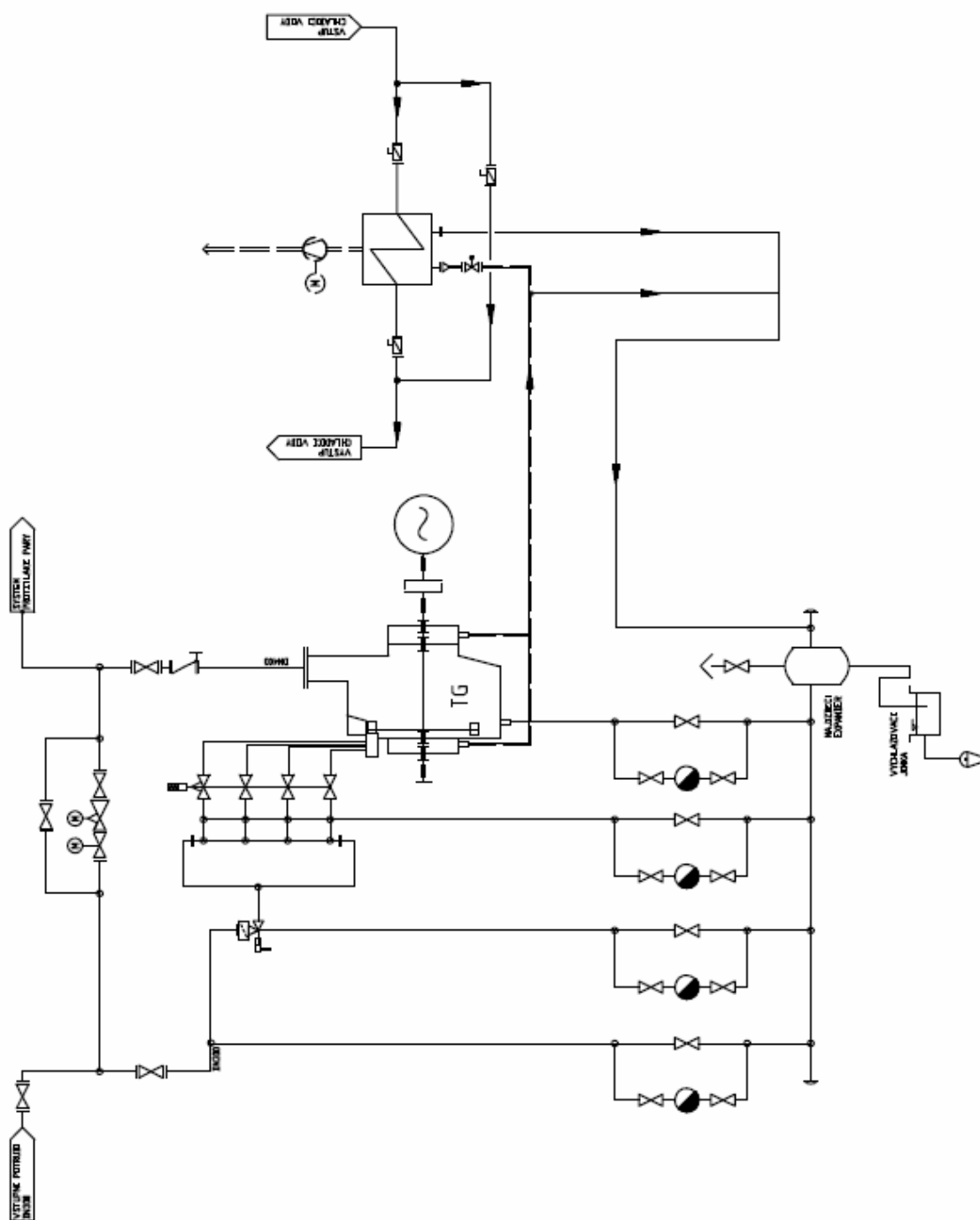


Obr. 3 Expanze a škrce ní v i-s diagramu [7]

4. Projekční schéma

4.1 Návrh zapojení TR v tepelném schématu

Tepelné schéma je projektováno od vstupního parovodu, kde jsou vedeny dvě paralelní větve, jedna vede na spouštěcí ventil, přes regulační ventily do dýzových skupin do turbíny, až po výstupní parovod s příslušnými armaturami a odvodněním. Druhá větev jde do redukční stanice a je napojena na výstupní parovod. Dále je naprojektována sběrnice ucpávkové páry s odvodem do kondenzátoru ucpávkové páry. Tepelné schéma je zobrazeno na obrázku 4. Výkres je v příloze 1.

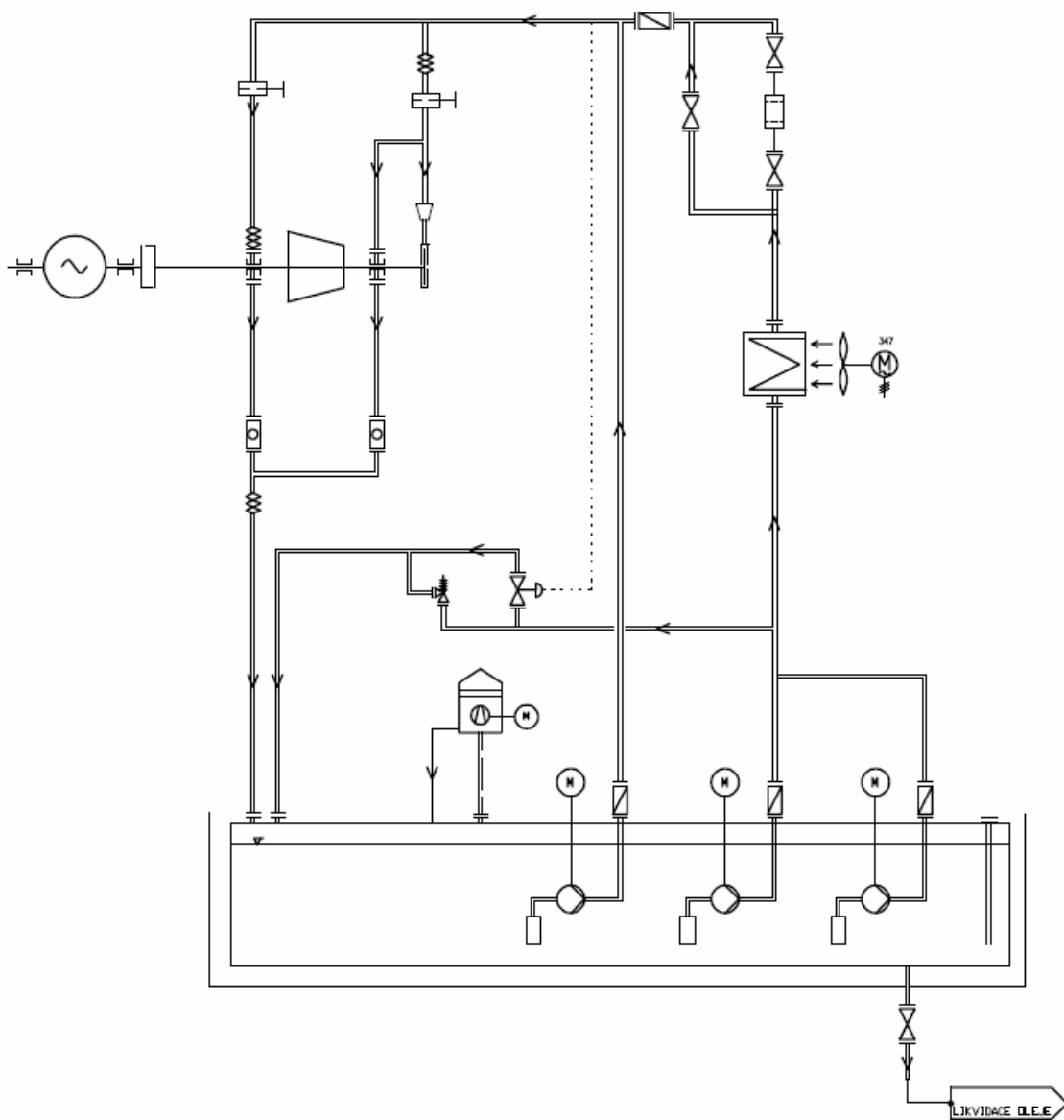


Obr. 4 Projekční schéma zapojení TR [7]

4.2 Návrh olejového systému mazání ložisek

Jedná se o nízkotlaký olejový systém sloužící k mazání ložisek. Dříve byl spojen i s regulačními systémy turbíny. Dnes se již používá vysokotlaká regulace a ta je řešena samostatným olejovým systémem.

Olejový systém je vyveden z olejové nádrže olejovým čerpadlem přes chladič a filtr oleje. Dále je veden přes reg. clony k jednotlivým ložiskům a odtud zpět do olejové nádrže. Systém je pojištěn jednou 100% zálohou (čerpadlem) a jedním nouzovým čerpadlem. Tlak v systému je řízen reg. ventilem, který vyhodnocuje tlak před ložisky a tím buď propouští více či méně oleje. Olejové schéma je zobrazeno na obrázku 5, výkres je přiložen viz příloha 2.



Obr. 5 Projekční schéma mazacího oleje [7]

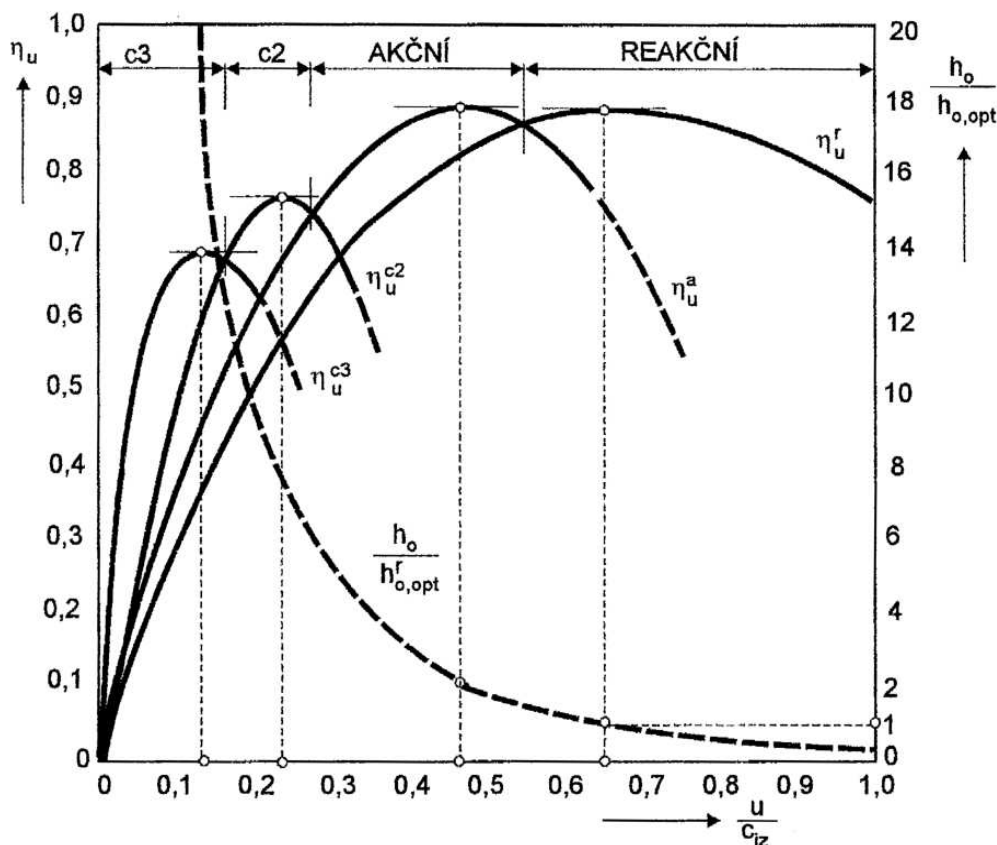
5. Konstrukční řešení turbosoustrojí

Turbosoustrojí může mít pro výše uvedené použití několik konstrukčních variant, neboli koncepcí. Některé koncepční a konstrukční varianty mohou vysokou měrou ovlivnit termodynamické vlastnosti turbíny, konstrukci, kvalitu a z toho vyplývající cenu turbíny. Jde hlavně o způsob volby regulačního stupně, uložení rotoru, otáček, druhu ložisek, způsob výroby skříně a zvoleného způsobu regulace turbíny. Nesmíme však opomenout způsob využití stroje, v tomto případě je snaha o co nejjednodušší konstrukční řešení, kde je kladen důraz na provozní spolehlivost, která je vykoupena nižší účinností stroje.

5.1 Volba regulačního stupně

Regulační stupeň je základním prvkem parní turbíny umožňující přeměnu vnitřní tepelné energie páry na mechanickou práci. Hlavními částmi takového stupně jsou pevné rozváděcí lopatky (dýzy) a systém rotujících kanálů, tvořených rotorovými lopatkami. Podle toho v jakém směru proudí pára vzhledem k ose rotoru turbíny, rozlišujeme stupně na axiální, radiální a radi-axiální. Převážná většina vyráběných a provozovaných turbín je axiálního typu.

Jak vyplývá ze zadání, navrhovanou parní turbínu bych volil rovnotlaký axiální stroj protitlakého typu. Volba stupně závisí na obvodové účinnosti η_u a rychlostním poměru u/c_{iz} . Na obr. 6 je převzatá teoretická závislost η_u na u/c_{iz} pro jednotlivé axiální stupně i s uvedením poměrného zpracovaného spádu.



Obr. 6 Optimální rozsah použití axiálních stupňů turbín[3]

Vzhledem k poměrně malému entalpickému spádu zvolím typ kola A. I když stupeň nepracuje v optimálním rychlostním poměru, stále má vyšší účinnost než dvojvěncový Curtisův stupeň. A - kolo je tedy výhodnější, jak z hlediska termodynamického tak i konstrukčního. Jde tedy o jednodušší stroj. Blíže viz předběžný výpočet (kap 6.1).

5.2 Volba otáček stroje

Turbosoustrojí lze konstruovat ve dvou variantách. A to jako nízkootáčkový stroj, který je přímo spojen s generátorem, anebo jako vysokootáčkový stroj. Ve druhém případě je nutno použít zařízení pro úpravu otáček nebo frekvence generovaného elektrického proudu. Je to především převodové ústrojí za turbínou nebo vysokofrekvenční generátor s elektronickým měničem frekvence. Narozdíl od převodovky nejsou frekvenční měniče v praxi odzkoušeny a prověřeny, jejich použití je minimální, především u turbín velmi nízkých výkonů či ve spalovacích mikroturbínách [6].

Při zvyšování otáček klesá průměr oběžného kola, tím samozřejmě můžeme zvyšovat obvodovou rychlost stroje, avšak s přihlédnutím na pevnostní limity použitého materiálu. Dosáhne se tak vyšší účinnosti při malých rozměrech. Výhoda vysokootáčkových strojů je především v menší velikosti stroje, nižší hmotnosti, tím samozřejmě menší náklady na materiál, výrobu a montáž. Nevýhodou je vyšší hladina vibrací a hluchosti při použití převodovky a elektromagnetické rušení v případě měniče. U turbín malých výkonů nemusí být vysokootáčková varianta levnější než turbína přímo spojená s generátorem díky ceně převodovky či frekvenčního měniče [6].

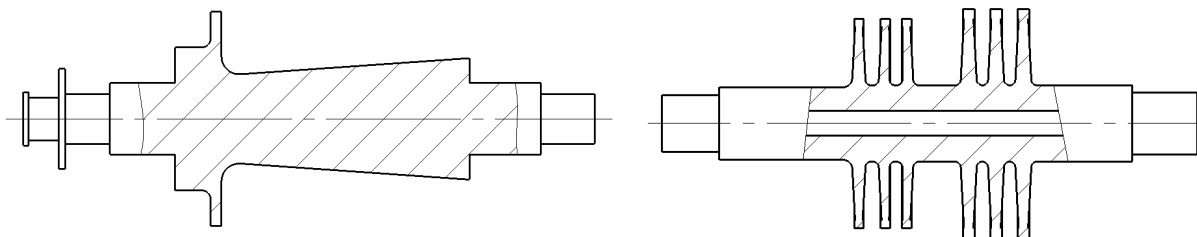
V této práci uvažuji turbínu přímo spojenou s generátorem, s otáčkami $3020 \text{ ot./min}^{-1}$. Jedná se o asynchronní generátor o výkonu 950 kW, chlazený vzduchem a uložený ve valivých ložiskách.

5.3 Rotor turbíny, volba uložení

Rotor parní turbíny je opatřen rotorovými lopatkami a přenáší požadovaný výkon. Z konstrukčního hlediska je možno rotory rozdělit do dvou základních skupin:

- rotory kolového typu
- rotory bubnového typu

Rotory kulového typu se používají u turbín s rovnotlakými stupni (akční stupeň). Rotor na obrázku 7.b je proveden vysoustružením z jednoho kusu. Takovéto provedení umožní poněkud zmenšit axiální délku stroje. U větších průměrů se kola zhotovují samostatně a nasazují na hřídel, buď nalisováním či pojištěny svarem [3].

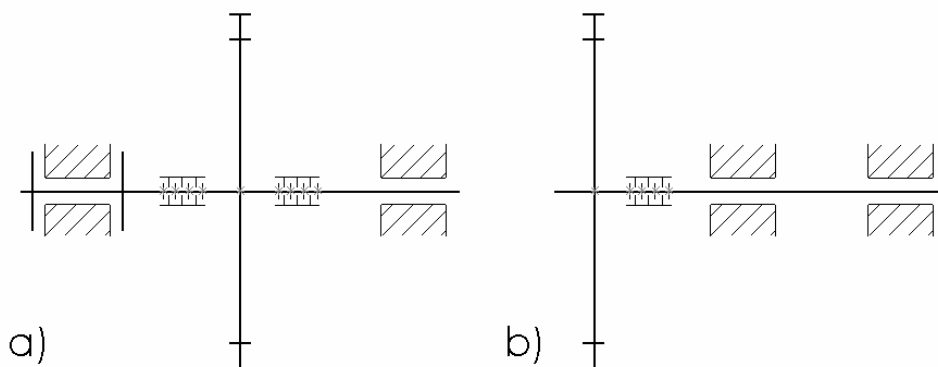


Obr. 7 rotorů: a) bubnový typ rotoru (vlevo), b) kolový typ rotoru (vpravo) [3]

Rotory bubnového typu se používají pro turbíny s přetlakovými stupni. Tyto rotory mohou být zhotoveny z jednoho výkovku. Pro větší namáhání jsou určeny rotory svařované z plných nevrtaných disků. Takové rotory se používají u moderních vysokootáčkových turbín.

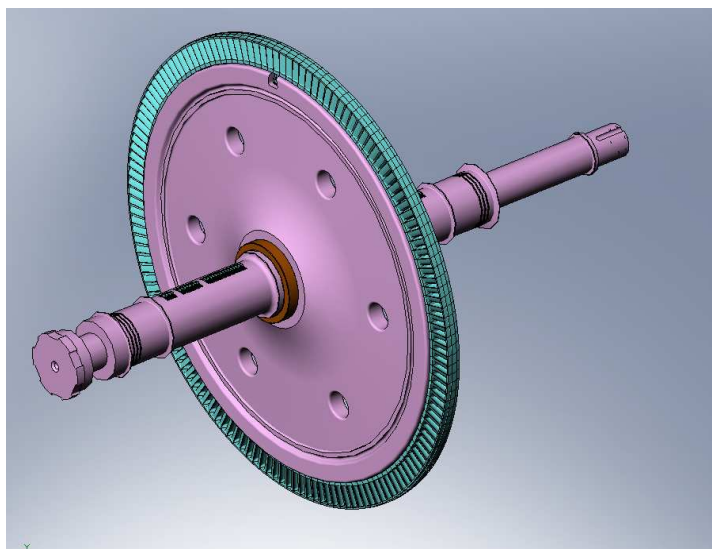
Rotory parních turbín je nutno po zalopatkování pečlivě vyvážit a to jak staticky, tak dynamicky. Rotory bubnového typu jsou obvykle dosti tuhé, takže jejich kritické otáčky leží nad provozními. U rotorů rovnotlakých turbín (kolový typ) tomu bývá naopak a provozní otáčky jsou vyšší než kritické, jde o rotor elastický. U jednostupňových turbín malých výkonů je volba tuhosti rotoru vždy kompromisem [3]

V případě malých jednostupňových turbín existují dva typy uložení rotoru vzhledem k poloze oběžného kola, které je umístěno mezi ložisky nebo letmo (obr. 8). Koncepce mezi ložisky se používá pro turbíny vyššího výkonu, zároveň zaručuje vyšší odolnost proti kmitání rotoru. Letmé uložení se používá pro nejmenší výkony vysokootáčkových strojů, mnohdy s použitím integrované převodovky, kdy je mezi ložisky umístěn pastorek. Při tomto uspořádání jsou ložiska umístěny pouze na jedné straně, čímž odpadá použití jedné ucpávky a konstrukce se zjednoduší.



Obr. 8 Typy uložení: a) uložení mezi ložisky b) letmé uložení[7]

Konstrukční řešení uložení rotoru a oběžného kola zadaného stroje bude mezi ložisky, vzhledem ke své hmotnosti a schopnosti tlumit kmitání rotoru. Oběžné kolo bude nasazeno na rotor s určitým přesahem tak, aby se při rotaci neuvolňovalo a zajištěno opět nalisovaným kroužkem (obr. 9).



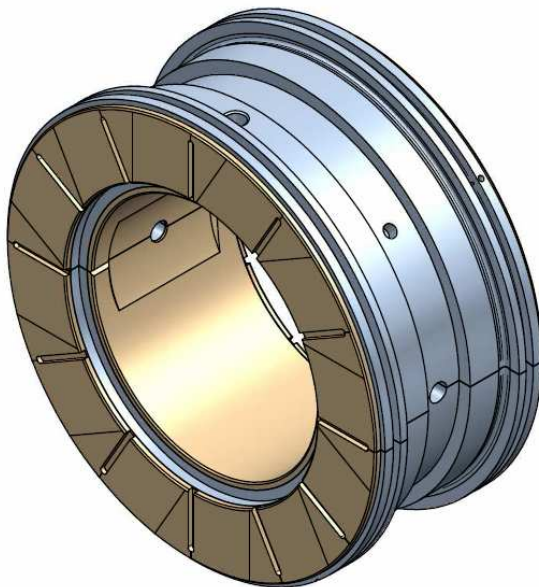
Obr. 9 Rotor s nalisovaným oběžným kolem [6]

5.4 Volba ložisek

V praxi existují dva základní typy ložisek, principiálně zachycují přenosy sil při vzájemném pohybu rotujících součástí nebo jejich posuvu. Jedná se o ložiska valivá a kluzná.

- **Valivá** – u energetických turbín se téměř nevyužívají. Minimálně pouze u turbín nejmenších výkonu a jednoduché konstrukce, kde je zaručena dobrá přístupnost pro pravidelnou výměnu ložiska. Jejich životnost je tedy nízká, z důvodu vysoké teploty hřídele pod ložiskem, snesou pouze malé obvodové rychlosti a malé teplotní dilatace. Výhoda těchto ložisek je, že nepotřebují stálý přísun mazacího oleje, čímž odpadá celé olejové hospodářství.[3]
- **Kluzná** – jsou výhradně používána u všech typu turbín. Pracují na hydrodynamickém principu, kde mezi hřídelem a pánví ložiska je vrstva olejového filmu, potřebují přísun tlakového oleje, což znamená složité olejové hospodářství. Potřebují nouzové zásobování oleje při výpadku hlavního čerpadla, jinak hrozí vážná havárie stroje [3].
Dělí se na:
 - Radiální – nosná ložiska, jsou horizontálně dělena pro snadné revize a montáž.
 - Axiální - zachycují osovou sílu působící na rotor a zajišťují jej axiálně.

Pro tento stroj bude použito kluzných ložisek, kde přední ložisko bude radiálně - axiální, a zadní bude čistě radiální. Možné provedení viz obr. 10.

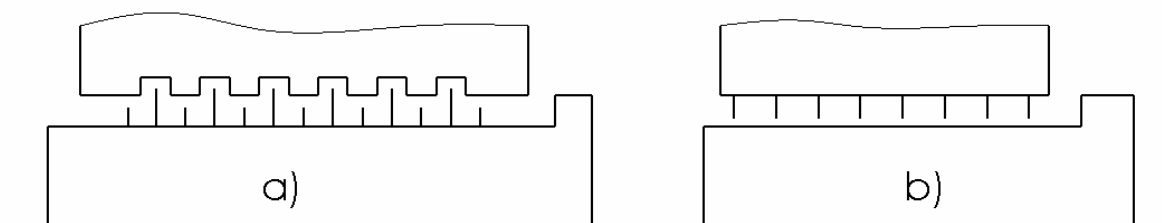


Obr. 10 Radiálně axiální ložisko [6]

5.5 Volba ucpávek

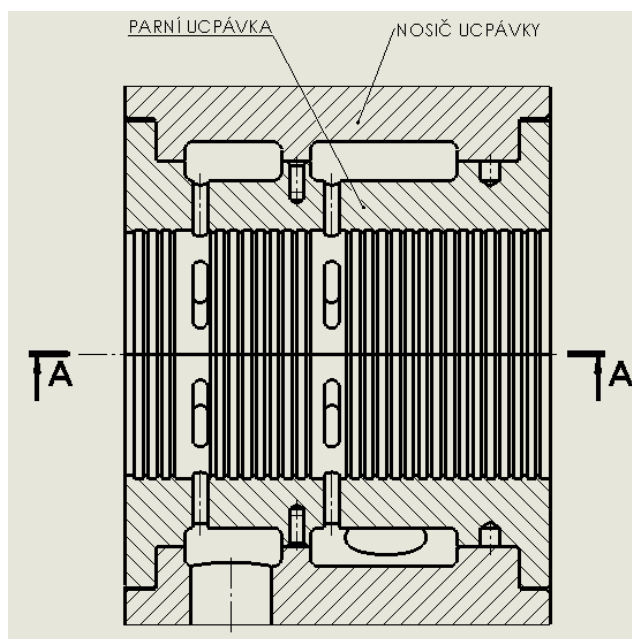
U parních strojů se obvykle používají dva typy parních ucpávek. Slouží k těsnění mezi statorovými a rotorovými částmi parní turbíny a mezi vnitřkem a vnějším turbínové skříňě.

- **Dotykové (kontaktní) ucpávky** – výhradně používané pro stroje velmi malých výkonů a nízkých otáček, které se vyznačují jednoduchou konstrukcí, kde je možná jednoduchá výměna ucpávky. Oproti labyrintovým ucpávkám mají menší průtok páry, jsou rozměrově malé. Jejich životnost je ovlivněna velikostí obvodové rychlosti a dynamickými účinky rotoru. Materiál na bázi uhlíku.
- **Bezdotykové (labyrintové) ucpávky** – jsou výhradně používány ucpávky labyrintového typu. Tato konstrukční řešení je nejpoužívanější v parních turbínách. Oproti dotykovým ucpávkám mají mnohem menší účinnost avšak neomezenou životnost. Ve statorové části je vysoustružen systém výstupků zvaných hradeb. Malé vůle jsou dosaženy pomocí tenkých plechů, zatěmovaných do drážek v rotoru. Existuje ve dvou provedeních a to s pravým a nepravým labyrintem viz obr.11.



Obr. 11 Typy ucpávek: a) pravý labyrint b) nepravý labyrint[7]

V navrhované konstrukci trubiny budou použity bezdotykové ucpávky s pravým labyrintem viz možné provedení obr. 12.



Obr. 12 Možné provedení ucpávky[6]

5.6 Regulace výkonu parní turbíny

Je jednou z nejdůležitějších částí regulačního zařízení turbíny. Úkolem regulace parní turbíny je přizpůsobovat její výkon okamžité potřebě tak, aby bylo dosaženo maximální hospodárnosti. Ze vztahu pro výkon turbíny vyplývá, že změny výkonu

$$P_{SV} = M \cdot H_{iz} \cdot \eta_{td,SV}$$

P_{SV} svorkový výkon

M hmotnostní průtok

H_{iz} izoentropický spád ve stupni

$\eta_{td,SV}$... termodynamická účinnost a účinn. na spojení

Lze dosáhnout změnou jakékoliv veličiny na pravé straně rovnice. Podle konstrukčního provedení regulace se pak ovlivňuje jedna nebo více těchto veličin. Rozeznáváme pak tři základní druhy regulace výkonu:

- regulace škrcením vstupní páry
- regulace skupinová
- regulace klouzavými parametry

Regulace škrcením vstupní páry znamená, že turbína není vybavena regulačním stupněm a již u prvního stupně využívá totální ostřik. Při této regulaci se veškerá pára vede přes spouštěcí ventil, který škrcením páry snižuje tepelný spád, hmotnostní průtok a tím výkon. Dříve se používala u malých turbín, v současné době se využívá pro turbíny velkých elektrárenských celků s málo proměnným zatížením, např. v jaderných elektrárnách [3].

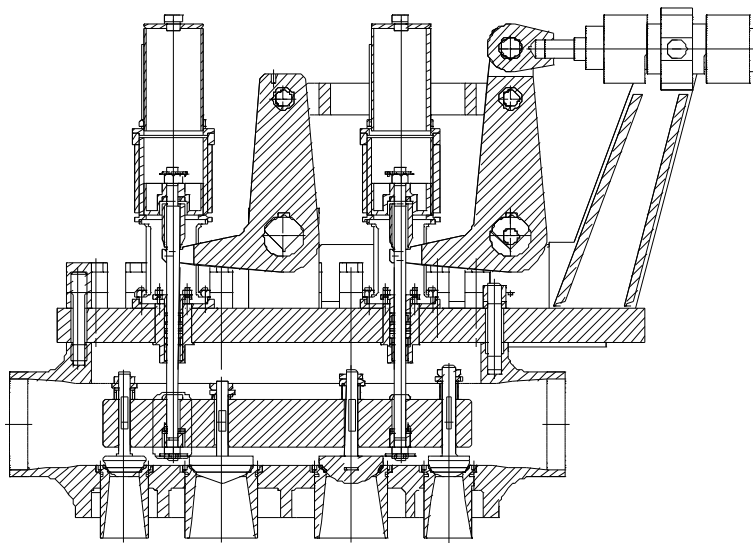
Regulace klouzavými parametry je přímé přizpůsobení tlaku vstupní páry žádaného hmotnostního průtoku páry, který odpovídá požadovanému výkonu. Regulace se děje na straně kotle a to hmotnostním tokem napájecí vody a množstvím paliva přiváděného do kotle [3].

Skupinová regulace je nejpoužívanějším druhem regulace. Využívá se pro široké spektrum výkonů a typů turbín. Regulace výkonu se provádí změnou hmotnostního průtoku, který je přiváděn do komory regulačních ventilů a odtud dýzovými skupinami do regulačního stupně [3].

Požadavky na regulační ventily je nízká tlaková ztráta a krátká odezva. V praxi se nejčastěji používají tři koncepce regulačních ventilů:

- **samostatné pohony každého ventilu** – výhoda je schopnost rychlé reakce na změny a možnost představit zdvih ventilu řídicím programem. Nevýhodou je vyšší cena.
- **pákový převod** (společná hřídel) – nižší náklady, jeden servopohon, rychlá reakce na změny. Nevýhoda je větší hmotnost a montážní zásah při změně zdvihů.
- **trámcová regulace** (obr. 13) – jednoduchá konstrukce, nižší pořizovací náklady, použití pro více regulačních ventilů, schopnost rychlé reakce. Nevýhodou je nutnost odstavení turbíny a demontáž ventilové komory při změně zdvihu, který se také nedá během provozu nijak měřit.

Vzhledem k velkému hmotnostnímu průtoku vyplívající ze zadání a s přihlédnutím na co nejnižší pořizovací náklady, jednoduchému konstrukčnímu řešení bych volil regulaci trámcovou (obr.13).



Obr. 13 Trámcová regulace [6]

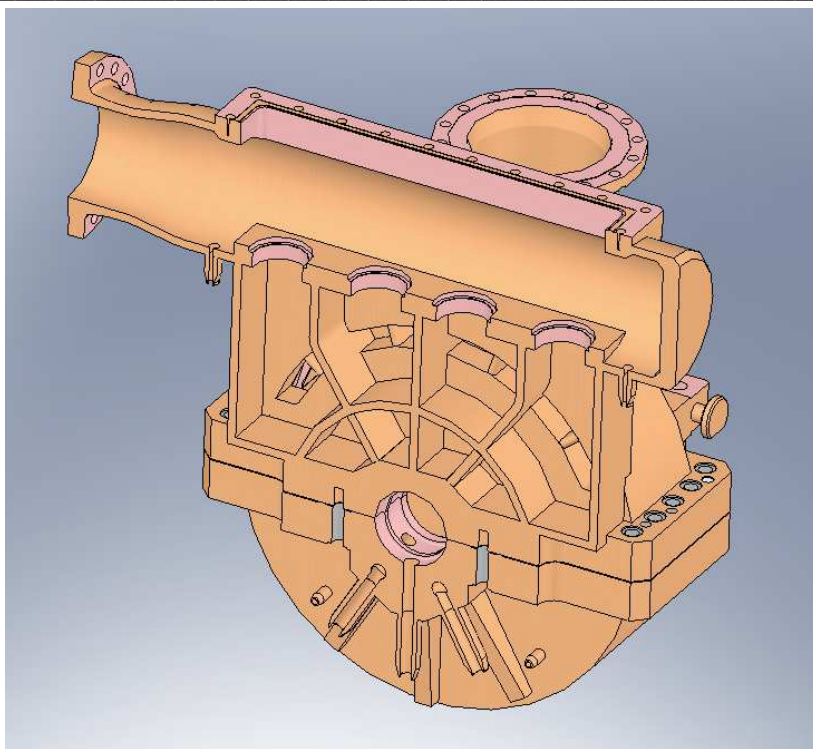
5.7 Skříň turbíny

Je základní nosná část pevných součástí turbíny obvykle válcového tvaru. Je opatřena nálitky hrdel vstupů a výstupů páry a konzol pro uložení na základ. Složí k uchycení regulačních ventilů, vstupních dýz, rozváděcích lopatek, ucpávek a dalších částí.

Skříňe mohou být buď svařované (u malých turbín) nebo odlévané, které jsou na výrobu podstatně náročnější, tedy dražší. Vzhledem k nízkým tlakům a teplotám, kterým bude skříň vystavena jsem zvolil koncepci svařované skříňe. Na obrázku 14 je možné provedení skříňe v řezu s pohledem na jednotlivé dýzové komory. Je dělena v horizontální rovině. Spodní část je uložena pomocí patek na předním a zadním ložiskovém stojanu.

5.8 Olejové hospodářství

Olej se u parních turbín používá pro mazání a chlazení ložisek. Dále pak pro hydraulickou regulaci turbíny, ta však vyžaduje vyšší provozní tlaky, takže je od systému chlazení a mazání ložisek oddělena samostatně. Mazací systém se skládá z olejové nádrže, hlavním, záložním a nouzovým čerpadlem, olejovým filtrem, odsavačem olejových par, chladičem oleje, potrubím a armaturami. Během provozu stroje při jmenovitých otáčkách je olej dopravován do mazacího systému hlavním olejovým čerpadlem. Nouzový systém je možné realizovat při výpadku proudu pomocí spádové nádrže s objemem potřebným pro doběh stroje. U malých turbín může být olejová nádrž vestavěna do základového rámu turbíny. Čerpadla mohou uvažovat odstředivé, vřetenové vertikální provedené v bloku s elektromotorem. Možné provedení olejového schématu je v kapitole 4.2.



Obr. 14 Svařovaná skříň turbíny v řezu [6]

6. Termodynamický výpočet

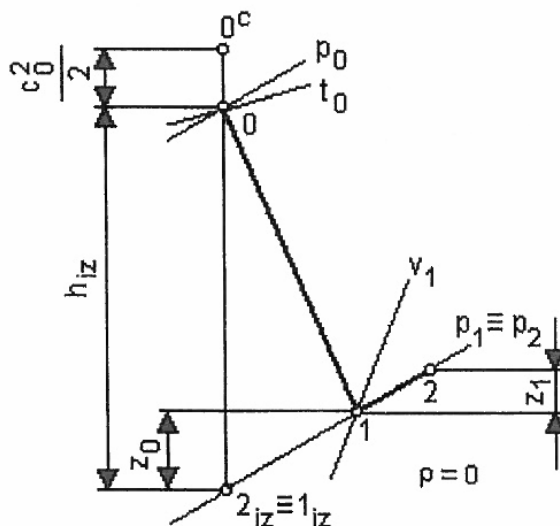
6.1 Vstupní parametry turbíny pro výpočet

Prováděný výpočet je spočítán na jmenovité hodnoty vyplývající ze zadání, pro něž je tato turbína koncipována. Pro její malý entalpický spád je volen typ kola A.

- | | |
|--|---|
| • Jmenovitý tlak před RZV | $p_1 = 1,55 \text{ Mpa}$ |
| • Jmenovitá teplota páry před RZV | $t_1 = 245 \text{ °C}$ |
| • Jmenovitý tlak výstupní páry | $p_2 = 1,06 \text{ Mpa}$ |
| • Jmenovitý hmotnostní průtok do turbíny | $M_J = 60 \text{ t/h} = 16,67 \text{ kg/s}$ |
| • Otáčky | $n = 3020 \text{ min}^{-1}$ |

6.2 Předběžný výpočet

Cílem předběžného výpočtu regulačního stupně je stanovení základních a výkonových charakteristik turbíny. Předpokládám určitá zjednodušení jako jsou geometrické tvary lopatek, čistě rovnoloké lopatkování s nulovou reakcí. [1]. Předběžný i detailní výpočet je proveden dle lit. [1]. Průběh takové expanze je znázorněn na obr. 15.



Obr. 15 Předběžný návrh expanze páry v RS [1]

6.2.1 Parametry páry pro předběžný výpočet

- tlaková ztráta na RZV:

$$\Delta p_{RZV} = \frac{x_p}{100} \cdot p_1 = \frac{4}{100} \cdot 1,55 = 0,62 \text{ MPa}$$

x_p – podíl tlakové ztráty na regulačních RV a RZV

$x_p = 4\%$

- tlak za RZV:

$$p'_0 = p_1 - \Delta p_{RZV} = 1,488 \text{ MPa}$$

Určení stavů páry v jednotlivých bodech. Termodynamický výpočet byl proveden v programu MS Excel s vloženými parními tabulkami (X Steam 2.6). Tyto tabulky jsou volně dostupné na www.x-eng.com.

- stav páry na vstupu do turbíny

$$i_0 = f_i(t_1, p'_0) = f_i(245; 1,488) = 2912,54 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = f_i(t_1, p'_0) = f_i(245; 1,488) = 6,693 \text{ kJ/kgK}$$

$$v_0 = f_i(t_1, p'_0) = f_i(245; 1,488) = 0,151 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- izoentropická teplota na výstupu z oběžného kola

$$t_{1iz} = t_{2iz} = f_t(p_2, s_0) = f_t(1,06; 6,693) = 205,853^\circ\text{C}$$

$$i_{1iz} = i_{2iz} = f_t(p_2, s_0) = f_t(1,06; 6,693) = 2839,004 \text{ kJ/kg}$$

- izoentropický spád na stupni:

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} = 2912,54 - 2839,00 = 73,541 \text{ kJ / kg}$$

- ztráta na dýze:

$$z_{0pr} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,96^2) \cdot 73,541 = 5,766 \text{ kJ / kg}$$

Rychlostní ztrátový součinitel pro dýzu: $\varphi = 0,96$. Hodnota volena dle lit. [1].

- předběžný spád na stupeň:

$$h_{pr} = h_{iz} - z_{0pr} = 73,541 - 5,766 = 67,775 \text{ kJ / kg}$$

- stav páry za dýzou

$$i_1 = i_0 - h_{pr} = 2912,54 - 67,775 = 2844,770 \text{ kJ / kg}$$

$$t_1 = f_t(p_2, i_1) = f_t(1,06; 2844,770) = 208,236^\circ \text{C}$$

$$v_1 = f_t(p_2, i_1) = f_t(1,06; 2844,770) = 0,198 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

6.2.2 Určení rychlostního poměru a středního průměru lopatkování

- kritický tlak pro přehřátou vodní páru

$$p_{kr} = 0,546 \cdot p_0' = 0,546 \cdot 1,488 = 0,812 \text{ MPa}$$

- kritický poměr a typ proudění:

$$\pi = \frac{p_2}{p_0} = \frac{1,06}{1,488} = 0,712$$

Je splněna podmínka $p_2 \geq p_{kr}$ a $\pi \leq 0,8$ - z toho vyplývá dle [1], že nedochází ke kritickému proudění, tzn. dýza nerozšířená.

- rychlost na vstupu do dýzy:

$$c_0 = 40 \text{ m/s}$$

Volím dle doporučení (30-50 m/s) dle lit. [1].

Ověřeno výpočtem pro zadané potrubí DN 300, kap. X.X.

- předběžná teoretická rychlost páry za dýzou:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz} \cdot 1000 + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 73,54 \cdot 1000 + 40^2} = 385,592 \approx 386 \text{ m / s}$$

- rychlostní poměr:

Ideální rychlostní poměr odečtený z grafu na obr. 6 má hodnotu 0,46-0,47. Pro tyto hodnoty vychází velký střední průměr lopatkování.

$$u / c_{iz} = 0,46$$

- střední průměr lopatkování:

$$D = \left(\frac{u}{c_{iz}} \right) \cdot \frac{c_{liz}}{\pi n} = 0,46 \cdot \frac{385,6}{\pi \cdot 50,3} = 1,12m$$

Z konstrukčních a ekonomických důvodů, i za cenu snížení obvodové účinnosti stupně, volím u/c_{iz} tak, aby střední průměr lopatkování byl roven $D = 1m$, pak zpětným přepočtem:

$$u / c_{iz} = 0,411$$

$$D = \left(\frac{u}{c_{iz}} \right) \cdot \frac{c_{liz}}{\pi n} = 0,411 \cdot \frac{385,6}{\pi \cdot 50,3} = 1,00m$$

6.2.3 Výpočet délky lopatek

- délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$l_{0r} = M_j \cdot \frac{v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{liz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = 16,67 \cdot \frac{0,198}{\pi \cdot 1 \cdot 386 \cdot 0,96 \cdot \sin 11,5} = 0,014m$$

Úhel α_1 volím dle použitých dýzových lopatek, jejichž volba bude dále upřesněna v detailním výpočtu.

- součinitel δ :

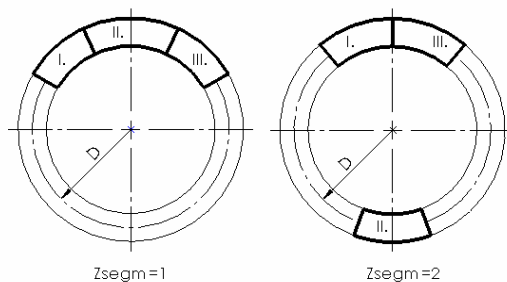
$$\delta = \frac{c}{a} \left[\frac{\frac{u}{c_{iz}}}{\left(\frac{n}{1000} \right)^{0,2} \cdot \sqrt{D}} \right] = 0,1467 \cdot \left[\frac{0,411}{\left(\frac{3020}{1000} \right)^{0,2} \cdot \sqrt{1}} \right] = 0,0483$$

c/a je experimentální konstanta, pro A-kolo dle lit.[X1] je $c/a = 0,1467$

- součinitel α :

b/a je konstanta, pro A-kolo dle lit.[X1] je $b/a = 0,0398$

s_1 je součinitel zohlednění parciálního ostříku, volen je parciální ostřík v celku ($s_1=1$), vzhledem ke konstrukčnímu řešení turbíny viz obr.16.



Obr. 16 Dělení parciálního ostříku [1]

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{1}{0,0398 \cdot 1 + 0,0483 \cdot 1}} = 3,372$$

- optimální délka lopatky:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 3,372 \cdot \sqrt{0,014 \cdot 100} = 4,062 \text{ cm}$$

Skutečnou délku lopatky l_o určíme zaokrouhlením optimální délky lopatky l_{opt} na celé jednotky mm.

$$l_{opt} = 4,062 \text{ cm} \Rightarrow \mathbf{l_o = 4,1 \text{ cm}}$$

podmínku $l_o \geq 12 \text{ mm}$ splňuje (z důvodu zajištění malých okrajových ztrát)

- redukovaná délka lopatky:

$$L_{red} = \frac{l_o}{1 + \left(\frac{l_o}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_o} = \frac{4,1}{1 + \frac{4,1}{4,062} - 0,0483 \cdot 4,1} = 2,228 \text{ cm}$$

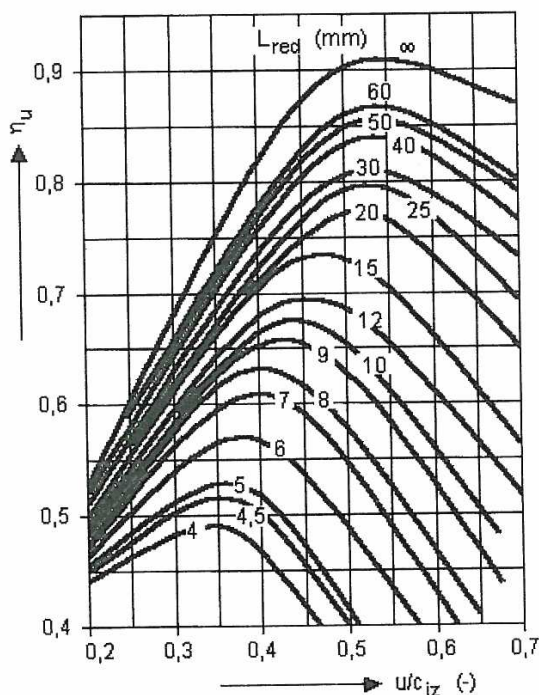
- parciální ostřík:

$$\varepsilon = \frac{l_{ot} \cdot 100}{l_o} = \frac{0,014 \cdot 100}{4,1} = 0,347$$

6.2.4 Určení obvodové účinnosti a výpočet výkonu stupně

- redukováná obvodová účinnost η_u :

η_u odečteme z grafu na obr.17 pro příslušné hodnoty $u/c_{iz} = 0,41$ a $L_{red} = 22$ (mm), po odečtení vyšla hodnota $\eta_u = 0,73$.



Obr. 17 Redukovaná účinnost regulačního stupně [1]

- absolutní ztráta třením a ventilací:

$$z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} = \frac{1}{16,67 \cdot 0,198} = 0,303$$

- poměrná ztráta:

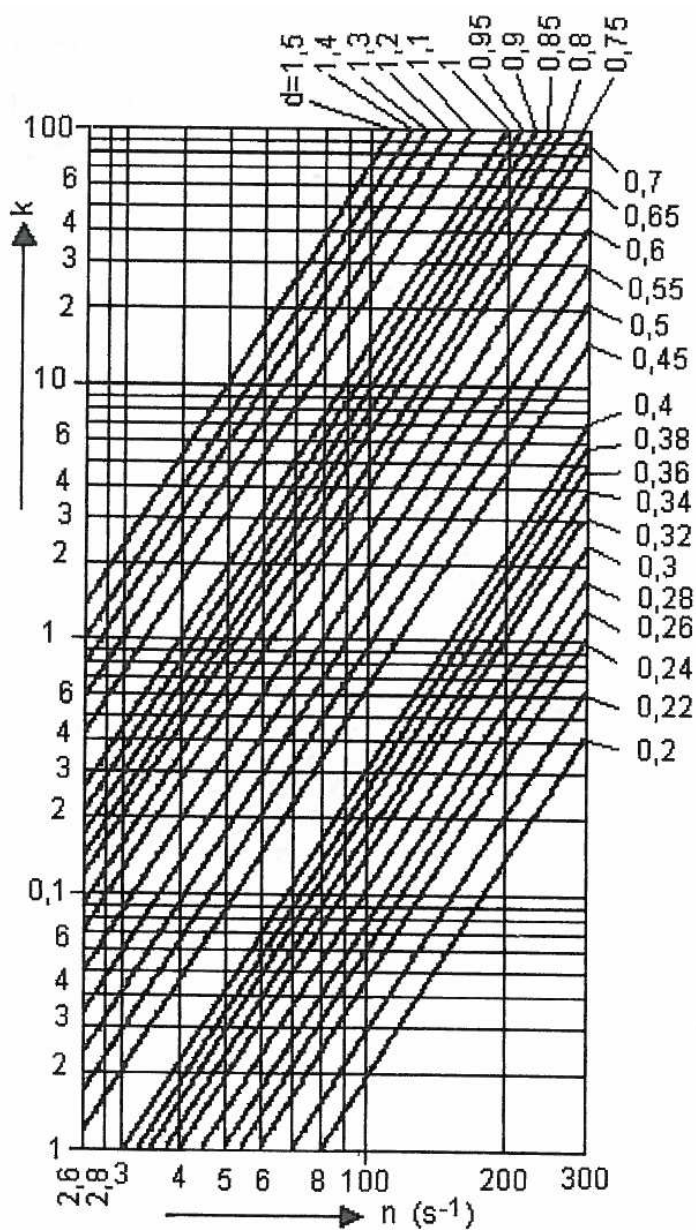
$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{0,303}{73,54} = 0,004$$

- vnitřní účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{idi} = \eta_u - \xi_5 = 0,73 - 0,004 = 0,7259$$

- vnitřní výkon stupně:

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{idi} = 16,67 \cdot 73,54 \cdot 0,7259 = 889,87 \cong 890 \text{ kW}$$



Obr. 18 Ztráta třením aventilací regulačního stupně [1]

- koncový bod expanze ve stupni:

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{idi} \cdot h_{iz} = 2912 + \frac{40^2}{2} - 0,7259 \cdot 73,54 = 2859,96 \text{ kJ / kg}$$

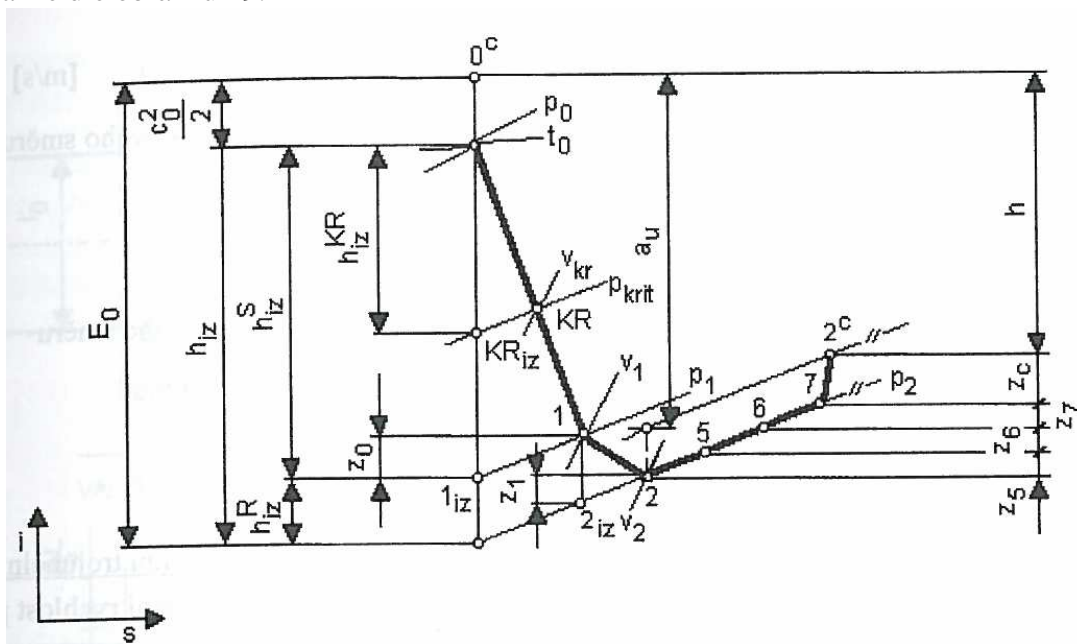
6.3 Detailní výpočet

Z předběžného výpočtu jsou známy základní geometrické a výkonové charakteristiky. Můžeme tedy přestoupit k detailnímu výpočtu a stanovit přesné geometrické a výkonové charakteristiky. Jsou známy tyto hodnoty:

- střední průměr lopatkování D [m] 1,0
- optimální poměr u/c_{iz} [-] 0,411
- celkový tepelný spád na stupeň h_{iz} [kJ/kg] 73,54
- otáčky rotoru turbíny n [s⁻¹] 50,33
- tlak páry za regulačním stupněm p_2 [bar] 10,6
- tvar dýzy vzhledem ke kritickému proudění nerozšířená
- kritický tlak p_{kr} [bar] 8,12
- přibližná délka lopatky l_0 [m] 0,041
- stupeň parciálního ostříku ε 0,354
- jmenovitý hmotnostní průtok páry M_j [kg/s] 16,67

6.3.1 Upřesnění průběhu expanze

Nyní spočítám jednotlivé tepelné spády statoru a rotoru, a určím jednotlivé body expanze dle obrázku 19.



Obr. 19 Průběh expanze v A – kole [1]

- volba stupně reakce:

voleno pro počátek výpočtu $\rho = 0,05$, přepočtem pro lepší účinnost stupně a lepšímu rozdělení zpracovávaných spádů na jednotlivých řadách jsem zvolil $\rho = 0,08$.

- rozdělení jednotlivých tepelných spádů

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,08) \cdot 73,54 = 67,657 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,08 \cdot 73,54 = 5,883 \text{ kJ / kg}$$

- hodnoty entalpie v jednotlivých bodech izoentropické expanze:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 2912,544 - 67,657 = 2844,887 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{2iz} = i_{1iz} - h_{iz}^R = 2844,887 - 5,883 = 2839,004 \text{ kJ / kg}$$

- hodnoty tlaků v jednotlivých bodech expanze:

$$p_1 = f_p(i_{1iz}, s_0) = f_p(2844,887; 6,693) = 10,902 \text{ bar}$$

$$p_2 = f_p(i_{2iz}, s_0) = f_p(2839,004; 6,693) = 10,599 \text{ bar}$$

kontrola proudění:

- kritický poměr tlaků:

$$\pi = \frac{p_1}{p_0} = \frac{10,902}{14,88} = 0,732 \geq 0,546$$

$$p_1 \geq p_{KR} = 10,902 \geq 8,124$$

Z uvedeného vyplývá, že jde o proudění podkritické [1].

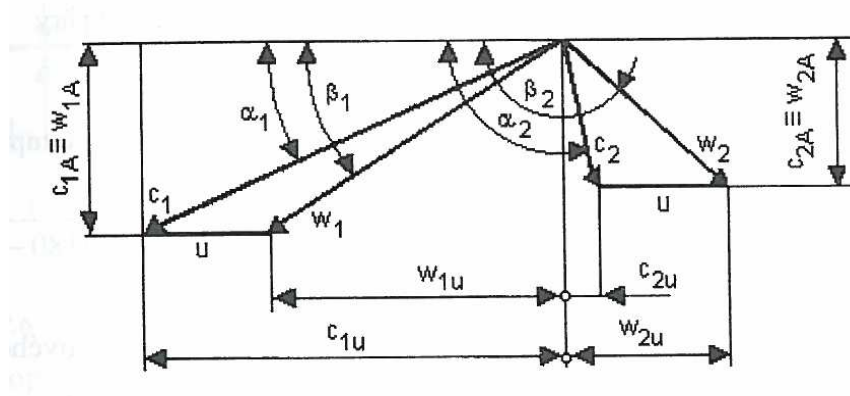
6.3.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků

volba výstupních úhlů rotorových lopatek a dýz

Jak bude uvedeno níže, volba výstupního úhlu byla volena dle literatury [1]. Opět ale hodnoty byly upřesněny opakováním výpočtu, který slouží pro určení typu dýz a oběžných lopatek. Volba typu lopatkování je uvedena v kapitole 6.3.6.

$$\text{dýza:} \quad \alpha_1 = 11,5^\circ$$

$$\text{oběžná lopatka:} \quad \beta_2 = 19,1^\circ$$



Obr. 20 Rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí a úhlů [1]

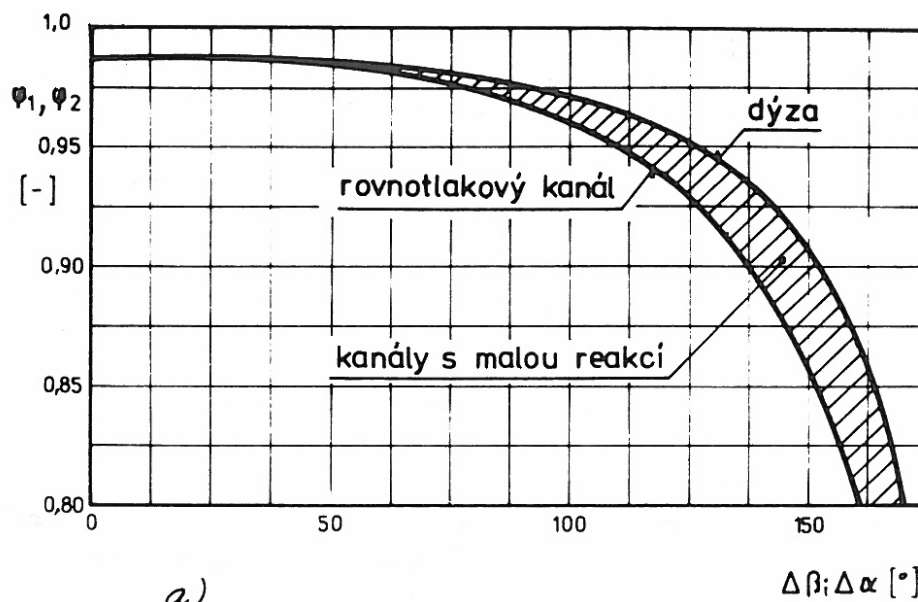
Výstupní rychlosti z dýzy

- teoretická absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} \cdot 1000 + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,08) \cdot 73,54 \cdot 1000 + 40^2} = 370,02 \approx 370 \text{ m/s}$$

- volba rychlostních součinitelů

Nejprve rychlostní součinitele navrhnu dle lit. [1], vypočtu s nimi zbývající úhly β_1 , α_2 . Úhly α_1 , β_2 jsou dány tvarem lopatek. Poté upřesním rychlostní součinitele odečtením hodnot z obrázku 21 a znovu přepočítám.



a)

Obr. 21 Závislost velikostí rychlostních součinitelů [3]

$$\varphi_1 = \varphi = 0,96$$

$$\varphi_2 = \psi = 0,91$$

- skutečná absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,96 \cdot 370 = 355,219 \cong 355 \text{ m/s}$$

- obvodová rychlost:

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 1 \cdot 50,3 = 158,127 \cong 158 \text{ m/s}$$

- relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} = \sqrt{355^2 + 158^2 - 2 \cdot 355 \cdot 158 \cdot \cos 11,5} = 202,732 \cong 203 \text{ m/s}$$

- průmět rychlostí do obvodového směru:

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 355 \cdot \cos 11,5 = 348,348 \cong 348 \text{ m/s}$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 348 - 158 = 190 \text{ m/s}$$

- složky rychlostí do axiálního směru:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 355 \cdot \sin 11,5 = 69,526 \cong 70 \text{ m/s}$$

- výstupní úhel relativní rychlosti z dýzy:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{190}{202} = 20,23^\circ$$

Výstupní rychlosti z oběžné lopatky:

- teoretická výstupní relativní rychlost páry:

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,08 \cdot 73,54 + 203^2} = 216,757 \cong 217 \text{ m/s}$$

- skutečná relativní rychlost páry:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,91 \cdot 217 = 195,081 \cong 195 \text{ m/s}$$

- absolutní rychlost páry na výstupu z oběžné lopatky:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos(180 - \beta_2)} = \sqrt{195^2 + 158^2 - 2 \cdot 195 \cdot 158 \cdot \cos 19,1} = 69,007 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 70 \text{ m/s}$$

-složky rychlostí do obvodového směru:

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2 = 195 \cdot \cos 19,1 = -184,342 \cong -184 \text{ m/s}$$

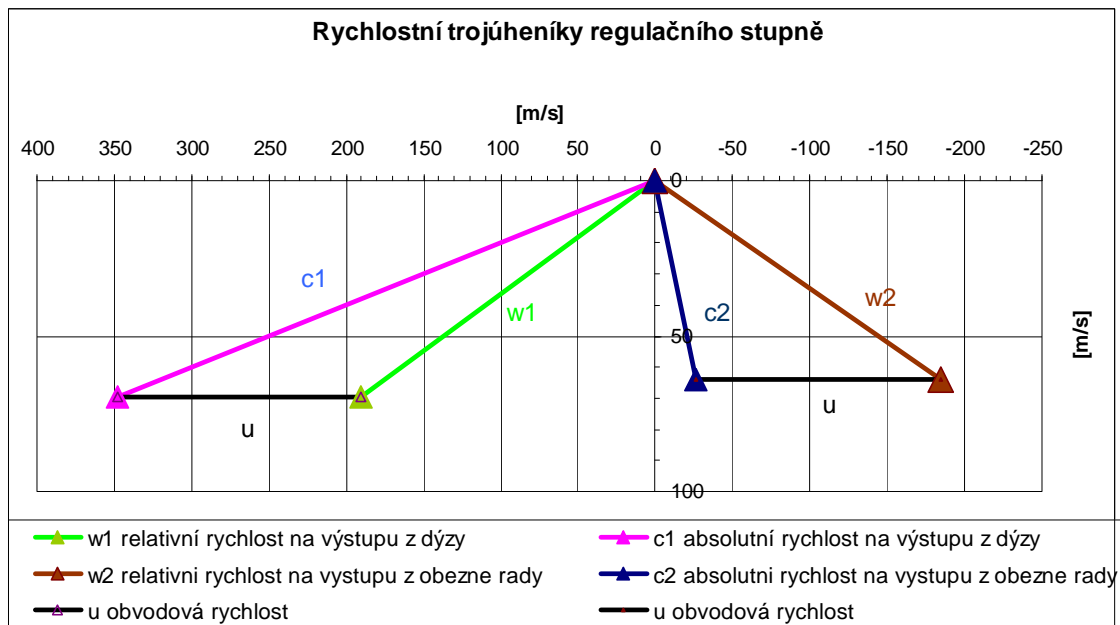
$$c_{2u} = w_{2u} + u = -184 + 158 = -26 \text{ m/s}$$

- složky rychlostí do axiálního směru:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 195 \cdot \sin 19,1 = 63,834 \cong 64 \text{ m/s}$$

- výstupní absolutní úhel proudu oběžné lopatky:

$$\alpha_2 = 180 - \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = 180 - \arccos \frac{64}{26} = 180 - 67,67^\circ = 112,33^\circ$$



Obr. 22 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně[7]

6.3.3 Výpočet průtočných průřezů stupně:

Energetické ztráty v jednotlivých bodech expanze:

- rozváděcí mříž:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{370^2}{2} (1 - 0,96^2) = 5,367 \text{ kJ/kg}$$

- oběžná lopatková řada

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{217^2}{2} (1 - 0,91^2) = 4,463 \text{ kJ/kg}$$

- ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{69^2}{2} = 2,381 \text{ kJ/kg}$$

Parametry páry v jednotlivých bodech expanze:

- parametry v bodě 1:

$$i_1 = i_{iz} + z_0 = 2844,887 + 5,367 = 2850,255 \text{ kJ / kg}$$

$$v_1 = f_p(i_1, p_1) = f_p(2850; 10,902) = 0,194 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$t_1 = f_p(i_1, p_1) = f_p(2850; 10,902) = 211,197^\circ \text{C}$$

$$s_1 = f_p(i_1, p_1) = f_p(2850; 10,902) = 6,703 \text{ kJ / kgK}$$

- parametry páry v bodě 2:

$$i_2 = i_1 - h_{iz}^R + z_1 = 2850,255 - 5,883 + 4,463 = 2848,835 \text{ kJ / kg}$$

$$v_2 = f_p(i_2, p_2) = f_p(2848; 10,6) = 0,199 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$t_2 = f_p(i_2, p_2) = f_p(2848; 10,6) = 209,929^\circ \text{C}$$

$$s_2 = f_p(i_2, p_2) = f_p(2848; 10,6) = 6,713 \text{ kJ / kgK}$$

- výstupní délky lopatek dýzy:

$$l_0 = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = 16,67 \cdot \frac{16,67 \cdot 0,194}{\pi \cdot 1 \cdot 0,347 \cdot 355 \cdot \sin 11,5} = 0,04179 \text{ m}$$

zaokrouhlím na celé číslo

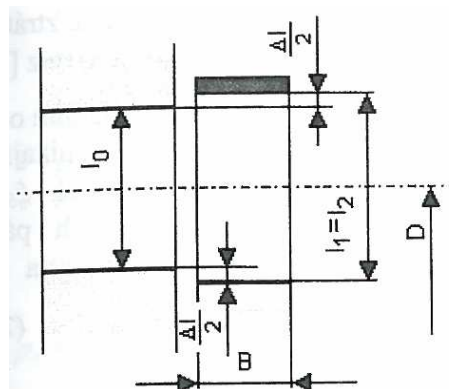
$$l_0 = 0,04179 \text{ m} = 41,79 \text{ mm} \rightarrow 42 \text{ mm}$$

- vstupní délka oběžné lopatky:

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l$$

Δl – přesah lopatek, je volen v rozmezí 1-4mm

$$l_1 = l_2 = 42 + 4 = 46 \text{ mm} \rightarrow 0,046 \text{ m}$$



Obr. 23 Nerozšířený průtočný kanál A – kolo[1]

6.3.4 Výpočet obvodové účinnosti stupně

V předchozím výpočtu byly určeny následující ztráty:

$$z_0 = 5,367 \text{ kJ} / \text{kg} = 5367 \text{ J} / \text{kg}$$

$$z_1 = 4,031 \text{ kJ} / \text{kg} = 4463 \text{ J} / \text{kg}$$

$$z_c = 2,637 \text{ kJ} / \text{kg} = 2381 \text{ J} / \text{kg}$$

- obvodová účinnost:

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} \cdot 1000 + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{iz} \cdot 1000 + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} \cdot 1000 + \frac{c_0^2}{2}} =$$

$$= \frac{\left(73,54 \cdot 1000 + \frac{40^2}{2}\right) - 5367 - 4463 - 2381}{73,54 \cdot 1000 + \frac{40^2}{2}} = 0,836$$

6.3.5 Výpočet termodynamické účinnosti a výkonu trubiny

- ztráta třením (ventilací):

$k_{tř}$ - konstanta tření (volena dle lit.[zatím F..], možná i obrázek)

$$k_{tř} = 0,005$$

- průtočný průřez:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = \pi \cdot 1 \cdot 0,046 \cdot 0,347 \cdot \sin 11,5 = 0,0098 \text{ m}^2$$

- poměrná ztráta ventilací:

$$\xi_5 = k_{tř} \frac{D^2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = 0,005 \frac{1^2}{0,0098} \left(\frac{158}{\sqrt{2 \cdot 73,54 \cdot 1000}} \right)^3 = 0,0357$$

- ztráta parciálním ostřikem:

Skládá se ze dvou ztrát vznikajících ventilací neostříknutých lopatek ξ_{61} a ze ztrát vznikajících na okrajích ostříku ξ_{62} [1].

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62}$$

- ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon - 0,5\varepsilon_{kryt}}{\varepsilon} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3$$

Vztah platí pro provedení zakrytí oběžného kola neostříknutých lopatek.

$$\varepsilon_{kryt} = 1 - \varepsilon = 1 - 0,347 = 0,653$$

$$\begin{aligned} \xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon - 0,5\varepsilon_{kryt}}{\varepsilon} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = \\ &= \frac{0,065}{\sin 11,5} \frac{1 - 0,347 - 0,5 \cdot 0,653}{0,347} \left(\frac{158}{\sqrt{2 \cdot 73,54 \cdot 1000}} \right)^3 = 0,0215 \end{aligned}$$

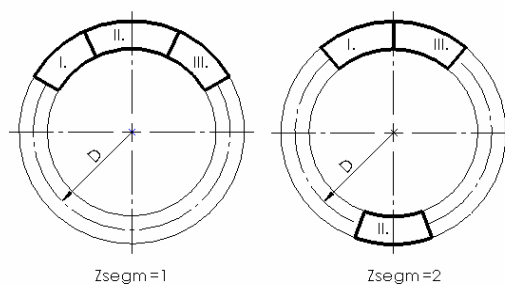
- ztráty na okrajích pásma ostříku:

$$\begin{aligned} \xi_{62} &= 0,25 \frac{cl_2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} = \\ &= 0,25 \frac{30 \cdot 0,046}{0,0098} \left(\frac{158}{\sqrt{2 \cdot 73,54 \cdot 1000}} \right) \cdot 0,836 \cdot 1 = 0,0123 \end{aligned}$$

c [m] – délka tětiny oběžné lopatky

l_2 [m] – délka výstupní hrany oběžné lopatky

z_{segm} – počet segmentů po obvodě viz obr. 24



Obr. 24 Počet segmentů po obvodě[1]

- celková ztráta parciálním ostříkem:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0215 + 0,0123 = 0,0338$$

- ztráta radiální mezerou:

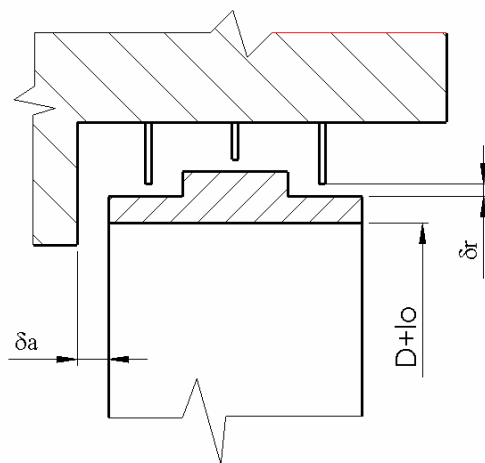
$$\xi_7 = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi(D+l_0)}{S}$$

Jde o provedení lopatkové řady s bandáží dle obrázku 25.

$$\delta_a = 2,5mm \quad \dots \text{axiální vůle}$$

$$\delta_r = 0,85mm \quad \dots \text{radiální vůle}$$

$$z_r = 3 \quad \dots \text{počet břitů bandáže}$$



Obr. 25 Lopatka s bandáží [7]

- ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \frac{z_r}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,00085^2} + 1,5 \frac{3}{0,002^2}}} = 1,383 \cdot 10^{-7}$$

- stupeň reakce na špičce lopatky

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,08) \frac{\frac{1}{0,046}}{1 + \frac{1}{0,046}} = 0,120$$

- pak radiální ztráta:

$$\xi_7 = 1,383 \cdot 10^{-7} \sqrt{\frac{0,12}{1-0,08}} \cdot 0,836 \cdot \frac{\pi(1+0,042)}{0,0098} = 1,39 \cdot 10^{-5}$$

- termodynamická účinnost:

$$\eta_{idi} = \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0,836 - 0,0357 - 0,0338 - 1,39 \cdot 10^{-5}$$

$$\eta_{idi} = 0,7662$$

- vnitřní výkon stupně:

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{idi} = 16,67 \cdot 73,54 \cdot 0,7662 = 939,3 \cong 940 kW$$

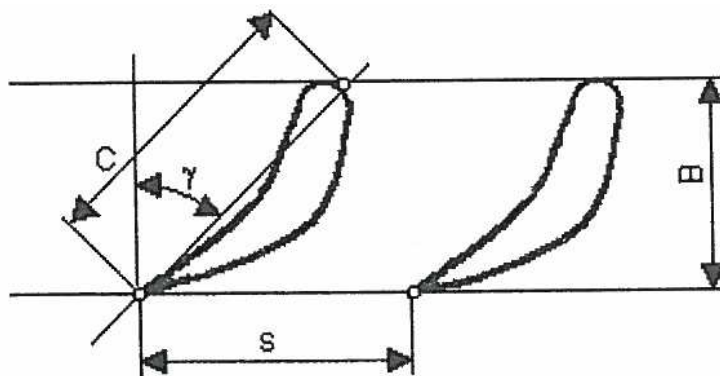
- koncový bod expanze ve stupni:

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{idi} \cdot h_{iz} = 2912,54 + \frac{40^2}{2} - 0,766 \cdot 73,54 = 2857 kJ / kg$$

6.3.6 Volba lopatek a jejich rozměrů

Určení počtu dýz a jejich rozměrů

Typ dýzové lopatky jsem zvolil dle předchozích výpočtů v kapitole 6, které byly nejprve počítány s předběžnými hodnotami a následně upřesněny již známými hodnotami z charakteristických geometrických rozměrů konkrétního typu dýzy 25D1/54. Typ dýzy byl konzultován s vedoucím diplomové práce a taky s odborníky firmy Ekol [6].



Obr. 26 Charakteristické rozměry lopatek [1]

Dýzová lopatka:

označení	25D1/54
úhel nastavení profilu γ	54°
délka tětivy c	25 mm
poměrná rozteč s/c	0,62

Poměrná rozteč vychází z lit. [5] po odečtení hodnot pro výstupní uhel α_1 a úhel nastavení profilu γ .

- šířka dýzy (axiální průmět):

$$B_1 = c \cdot \cos \gamma = 25 \cdot \cos 54^\circ = 14,69 \text{ mm}$$

- rozteč lopatek :

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c} \right) = 25 \cdot 0,62 = 15,5 \text{ mm}$$

- jednotkový průtok minimálním průřezem:

hmotnostní průtok m	16,6 kg/s
tlak před dýzami p_o	14,88 bar
měrný objem v_o	0,151 m ³ /kg
konstanta pro přehřátou páru χ_{\max}	0,66726
kritický tlakový poměr π_{KR}	0,5457
tlakový poměr π	0,732

$$\sigma = \chi_{\max} \cdot \sqrt{p_o \cdot \frac{10^6}{v_o}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\pi - \pi_{KR}}{1 - \pi_{KR}} \right)^2} = 0,667 \cdot \sqrt{14,88 \cdot \frac{10^6}{0,151}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0,732 - 0,5457}{1 - 0,5457} \right)^2} = 1909,15$$

- minimální průtočný průřez dýz:

$$S_{\min} = \frac{M_j}{\sigma} = \frac{16,6}{1909} = 0,0087 \text{ m}^2$$

- průtočný průřez jedné dýzy:

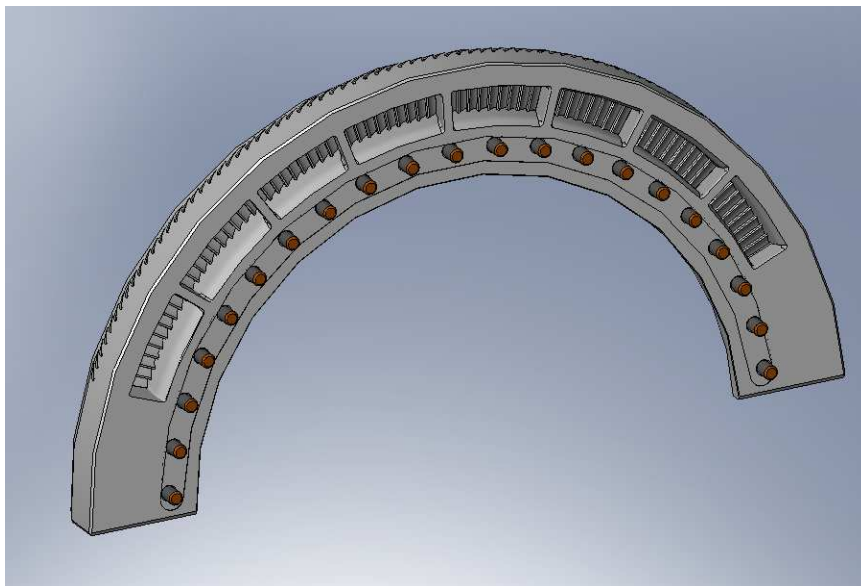
délka lopatek rozváděcí dýzy l_o	0,044 mm
výstupní úhel proudu dýzy α_1	11,5°
rozteč dýz s	0,0155 mm

$$S_d = s \cdot \sin \alpha_1 \cdot l_o = 0,0155 \cdot \sin 11,5^\circ \cdot 0,044 = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

- počet dýz:

$$z_d = \frac{S_{\min}}{S_d} = \frac{8,7 \cdot 10^{-3}}{1,33 \cdot 10^{-4}} = 65,137 \rightarrow 66 \text{ dýz}$$

Vzhledem k velkému počtu dýz bych volil rozdělení do čtyř dýzových skupin. Na obr.27 je ukázka dýzového segmentu.



Obr. 27 Ukázka konstrukčního řešení dýzového segmentu [6]

Určení počtu oběžných lopatek a jejich rozměrů

Typ rotorové lopatky byl konzultován s vedoucím diplomové práce a taky s odborníky firmy Ekol [6].

Rotorová lopatka:

označení	30TR1-19.1
úhel nastavení profilu γ [°]	11
šířka lopatky B [mm]	30
rozteč s/c [-]	0,7

Stanoví se přibližně poměr s/c na základě zkušeností z praxe při návrhu regulačního stupně, kdy by mělo přibližně platit, že rozteč lopatek je 1,33 krát větší než rozteč dýz, dále se spočte počet lopatek, který však musí být dělitelný třemi a nejlépe liché číslo, jelikož se obvykle provádí zalopatkování rotoru ve svazku po třech, z důvodu nebudících se torzních kmitů lopatek. Nyní zpětně přepočítám poměr s/c tak, aby se blížil již zmiňovanému celému číslu počtu lopatek v závislosti na rozteči s při změně s/c.

- délka těživy lopatky:

$$c = \frac{B}{\cos \gamma} = \frac{30}{\cos 11} = 30,56 \text{ mm}$$

- rozteč lopatek

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c} \right) = 30,56 \cdot 0,7 = 21,4$$

- počet lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D}{s} = \frac{\pi \cdot 1}{0,0214} = 146,68 \cong 147$$

Zaokrouhlím na celé číslo, jak bylo poznamenáno, dělitelné třemi.

7. Charakteristiky turbíny

7.1 Závislost obvodové účinnosti, středního průměru lopatkování na u/c_{iz}

$$\eta_u = f(u / c_{iz})$$

$$D = f(u / c_{iz})$$

$$D = \left(\frac{u}{c_{iz}} \right) \cdot \frac{c_{liz}}{\pi n}$$

$$\eta_u = 2\varphi^2 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \cdot \frac{u}{c_{iz}} \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{iz}} \right)$$

Vstupní hodnoty:

$$c_{liz} = 385 \text{ m/s}$$

$$\psi = 0,91$$

$$\beta_1 = 20,23^\circ$$

$$\varphi = 0,96$$

$$\alpha_1 = 11,5^\circ$$

$$\beta_2 = 160,9^\circ$$

Graf byl sestaven na základě hodnot uvedených v příloze 4. Graf na obr. 28 ukazuje, že i při neideálním rychlostním poměru si stupeň zachovává vysokou obvodovou účinnost.

7.2 Závislost obvodové účinnosti na úhlu α_1

$$\eta_u = f(\alpha_1)$$

$$\eta_u = 2\varphi^2 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \cdot \frac{u}{c_{iz}} \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{iz}} \right)$$

Vstupní hodnoty:

$$c_{liz} = 385 \text{ m/s}$$

$$\psi = 0,91$$

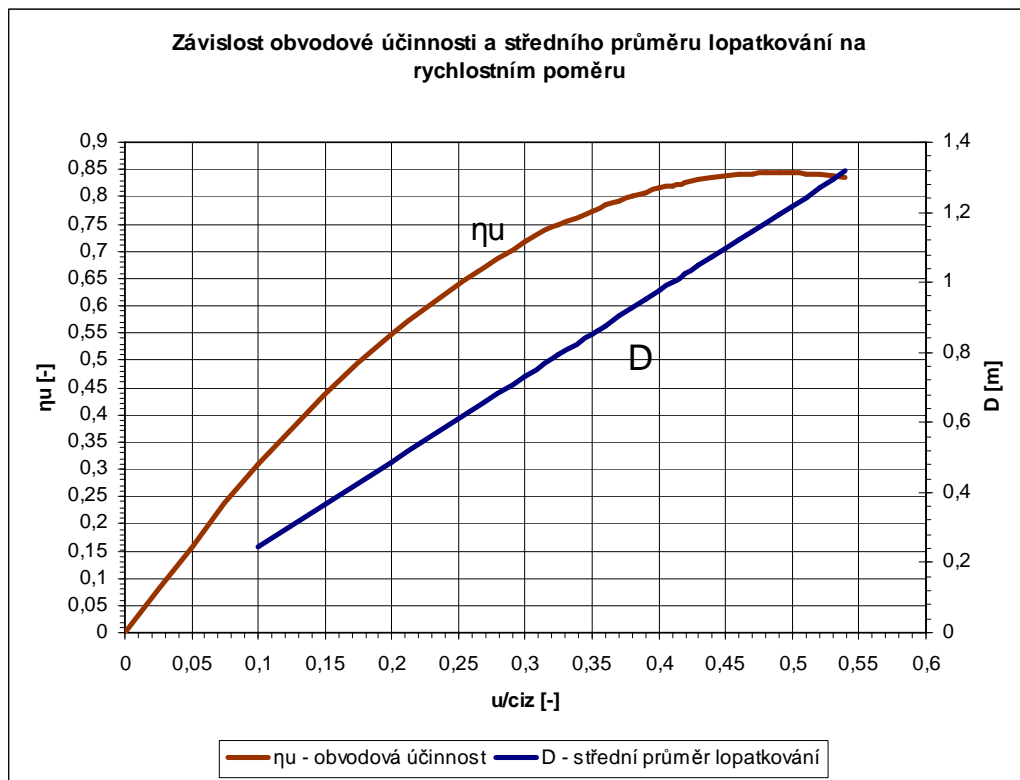
$$\beta_1 = 20,23^\circ$$

$$\varphi = 0,96$$

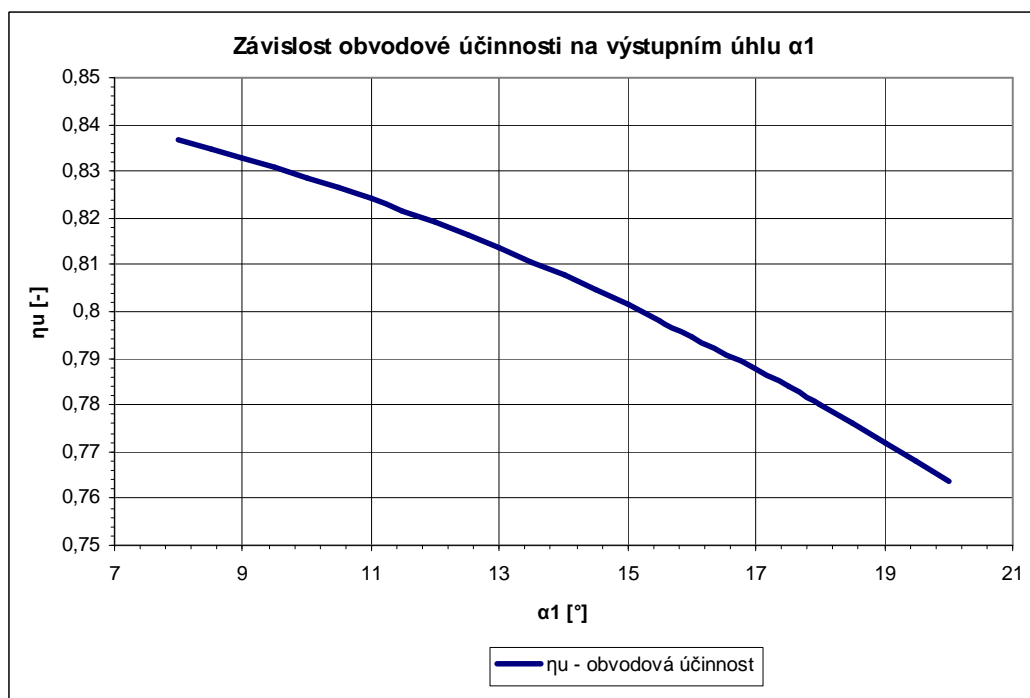
$$u / c_{iz} = 0,411$$

$$\beta_2 = 160,9^\circ$$

Jak vyplývá z grafu na obr. 29 je snaha navrhovat úhel α_1 co nejmenší. Při velmi malých úhlech by však narůstala délka rozváděcí lopatky. Tabulka hodnot viz příloha 4.



Obr. 28 Graf závislosti η_u a D na u/c_{iz} [7]



Obr. 29 Závislost obvodové účinnosti na výstupním úhlu [7]

7.3 Závislost délky výstupní hrany dýzy:

$$l_0 = f(\varepsilon) \quad l_0 = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1}$$

$$\xi_6 = f(\varepsilon) \quad \xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62}$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon - 0,5 \varepsilon_{kryt}}{\varepsilon} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 \quad \xi_{62} = 0,25 \frac{cl_2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm}$$

Vstupní hodnoty pro výpočet l_0 :

$$\begin{array}{lll} M_j = 16,6 \text{ kg/s} & \varepsilon = 0,347 & c_1 = 355 \text{ m/s} \\ D = 1 \text{ m} & \alpha_1 = 11,5^\circ & v_1 = 0,193 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

Vstupní hodnoty pro výpočet ξ_6 :

$$\begin{array}{lll} u = 158 \text{ m/s} & l_2 = 0,046 \text{ m} & \eta_u = 0,836 \\ h_{iz} = 73,54 \text{ kJ/kg} & c = 0,03 \text{ m} & z_{segm} = 1 \end{array}$$

Jak ukazuje graf na obr. 30, délka výstupní hrany klesá společně se ztrátou parciálním ostřikem při zvyšování parciálního ostřiku. Při tomto zvyšování musíme dát pozor, aby nevycházely příliš krátké lopatky, které zapříčinily růst okrajových ztrát lopatkové mříže. Tabulka vypočtených hodnot viz příloha 4.

7.4 Spotřební charakteristika turbíny

$$P = f(M)$$

$$P = M_j \cdot h_{iz} \cdot \eta_{idi}$$

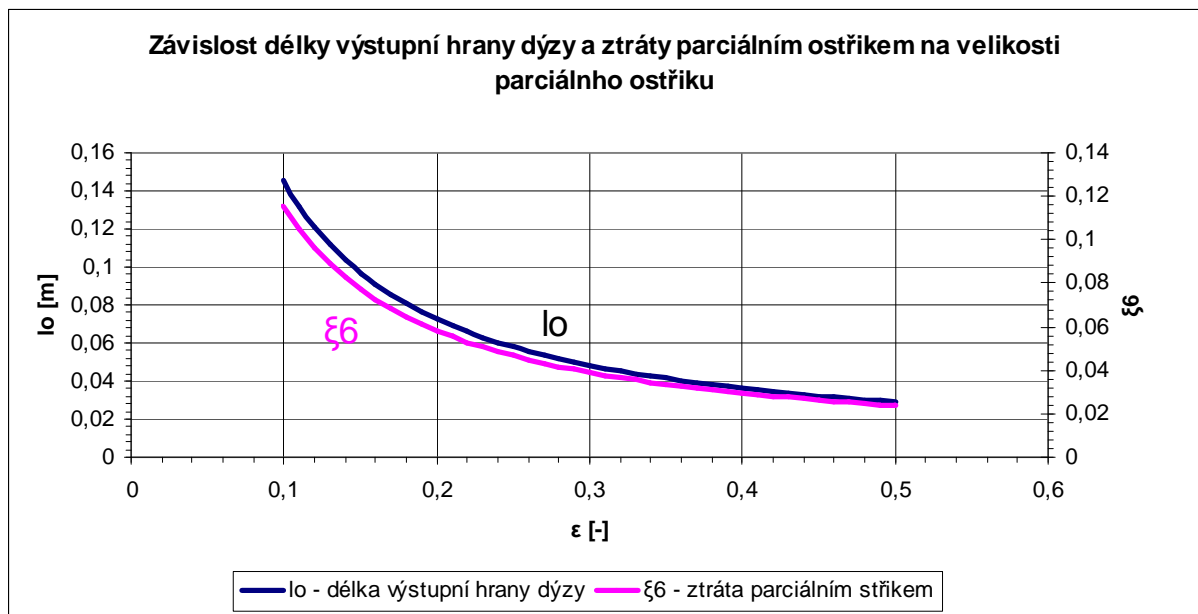
$$M_0 = M_j \cdot k_0 \text{ - chod na prázdno (volím 0,2 [1])}$$

$$M_0 = 16,6 \cdot 0,2 = 3,32 \text{ kg/s} \rightarrow 12 \text{ t/h}$$

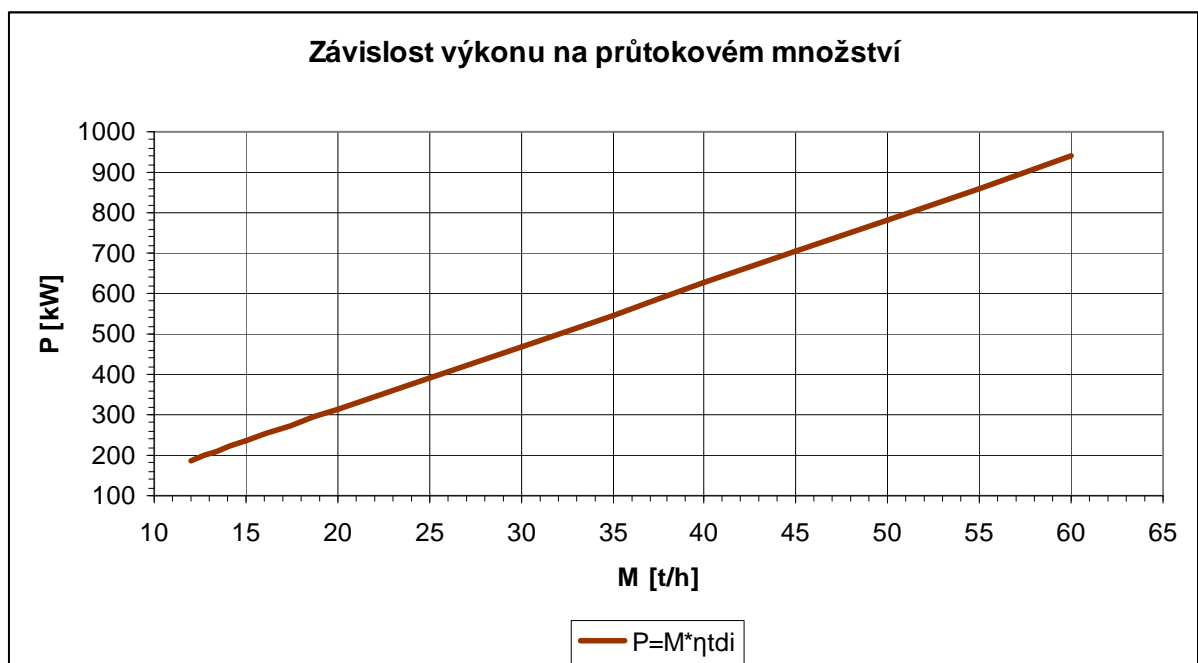
Vstupní hodnoty pro výpočet:

$$M_j = 16,6 \text{ kg/s} \quad h_{iz} = 73,54 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{idi} = 355 \text{ m/s}$$

Graf na obrázku 31 znázorňuje teoretickou závislost výkonu na hmotnostním průtoku. V praxi se projevívá ztrátou škrcením páry při průchodu regulačními ventily ne zcela otevřenými, tzv. ondulačními křivkami. Tabulka hodnot opět přiložena viz příloha 4.



Obr. 30 Graf závislosti l_0 a ztráty parciálním [7]



Obr. 31 Teoretická spotřební charakteristika turbíny [7]

8. Výpočty vybraných uzlů turbíny

8.1 Výpočet ucpávky:

známé hodnoty:

střední průměr na ucpávce [m]	0,125
tlak před ucpávkou [bar]	1,06
tlak za ucpávkou [bar]	0,98
měrný objem páry před ucpávkou [m ³ /kg]	0,183
počet břitů ucpávky [-]	54
tloušťka břitu ucpávky Δ [mm]	0,3
konstanta materiálu B [-]	1,35
rozteč hradeb ucpávky t [mm]	7

- radiální vůle:

$$\delta = B \cdot \frac{d}{1000} + 0,25 = 1,35 \cdot \frac{125}{1000} + 0,25 = 0,42 \text{ mm}$$

- poměr radiální vůle ku tloušťce břitu:

$$\frac{\delta}{\Delta} = \frac{0,42}{0,3} = 1,395 \approx 1,4$$

- poměr tlaků:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{0,65}{1,06} = 0,924$$

- kritický poměr tlaků:

$$\pi_{KR} = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{54 + 1,25}} = 0,110$$

Poměr tlaků π je větší než π_{KR} , tudíž na posledním břitu ucpávky nedochází ke kritickému proudění.

- průtočný průřez ucpávky:

$$S = \pi \cdot \frac{d}{1000} \cdot \frac{\delta}{1000} = \pi \cdot \frac{125}{1000} \cdot \frac{0,42}{1000} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

- hmotnostní průtok ucpávkou:

$$M = \mu S \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 v_1 z}} = 0,72 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{1,06^2 - 0,98^2}{1,06 \cdot 0,183 \cdot 54}} = 0,048 \text{ kg / s}$$

Průtokový součinitel $\mu=0,72$ – odečteno z grafu v lit. [1].

- délka celé ucpávky:

$$l_{ucp} = \frac{z}{2} \cdot t = \frac{54}{2} \cdot 0,007 = 0,189 \text{ m}$$

8.2 Výpočet osové síly

známé hodnoty:

axiální složka rychlosti c_{1a} [m/s]	69,53
axiální složka rychlosti c_{2a} [m/s]	63,83
hmotnostní průtok páry M [kg/s]	16,6
střední průměr lopatkování [m]	1
tlak za dýzou p_1 [bar]	10,9
tlak za oběžnou lopatkou p_2 [bar]	10,6
délka oběžné lopatky $l_1=l_2$ [mm]	44

- složka síly působící na lopatku:

$$F_{al} = M(c_{1a} - c_{2a}) + \pi D l_1 (p_1 - p_2) =$$

$$= 16,6(69,53 - 63,83) + \pi \cdot 1 \cdot 0,044(10,9 \cdot 10^5 - 10,6 \cdot 10^5) = 4274,23 \text{ N}$$

Vzhledem k tomu, že oběžné kolo bude provrtané kvůli vyrovnání tlaků, odpadá síla od plochy stěny oběžného kola. Běžně používaná ložiska (např. fa GTW, Glacier) jsou schopny zachytit spočtenou sílu, při správném dimenzování ložiska.

8.3 Výpočet průměru vstupního a výstupního hrdla

známé hodnoty:

hmotnostní průtok páry M [kg/s]	16,6
měrný objem páry před dýzou v_0 [m ³ /kg]	0,151
měrný objem páry po expanzi v_2 [m ³ /kg]	0,198
rychlost páry na vstupu c_0 [m/s]	40
rychlost páry ve výstupním hrdle c_2 [m/s]	30

Vycházíme z rovnice kontinuity, ze které vyjádříme průměr hrdel.

$$M = S \cdot c \cdot \frac{1}{v} = \frac{\pi \cdot D_{vstup}^2}{4} \cdot c \cdot \frac{1}{v}$$

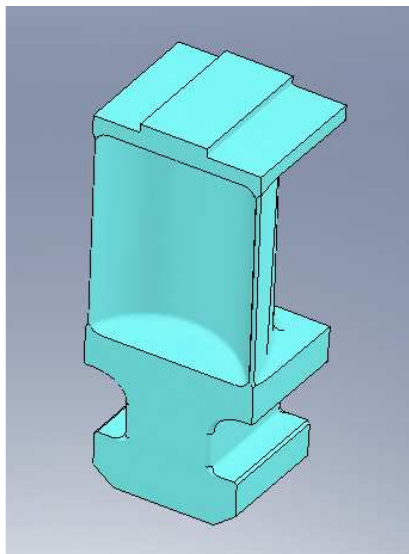
$$D_{vstup} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_j \cdot v_0}{\pi \cdot c_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16,6 \cdot 0,151}{\pi \cdot 40}} = 0,282m$$

$$D_{výstup} = \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot v_2}{\pi \cdot c_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16,6 \cdot 0,198}{\pi \cdot 30}} = 0,374m$$

Dle vypočtených hodnot volím vstupní potrubí DN 300 a výstupní DN 400.

8.4 Napětí od odstředivých sil v listu lopatky

profil lopatky	30TR1/19,1.
materiál lopatky	X22CrMoV12-1
plocha profilu lopatky S [mm ²]	260
měrná hmotnost materiálu lopatky ρ [kg/m ³]	7900
délka lopatky l_1 [m]	0,045
otáčky rotoru n [s ⁻¹]	50,3



Obr. 32 Rotorová lopatka 30TR1 [6]

- odstředivá síla listu lopatky:

$$F_{ol} = m_l \cdot r_m \cdot \omega^2$$

- hmotnost lopatky m_l

$$m_l = \rho \cdot l_1 \cdot S_l = 7900 \cdot 0,045 \cdot 260 \cdot 10^{-6} = 0,092kg$$

- poloměr těžiště listu

$$r_m = \frac{D}{2} = \frac{1}{2} = 0,5m$$

- úhlová rychlost

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 50,3 = 316,25$$

$$F_{od} = m_l \cdot r_m \cdot \omega^2 = 0,092 \cdot 0,5 \cdot 316,25 = 4622,26 \cong 4,6kN$$

- tahové napětí v patním průřezu:

$$\sigma_{il} = \frac{F_{od}}{S_{pl}} = \frac{4622,26}{0,00026} = 17,78MPa$$

8.5 Tahové napětí od bandáže

materiál bandáže

X22CrMoV12-1

šířka bandáže B_b [m]

0,032

měrná hmotnost materiálu bandáže ρ_b [kg/m³]

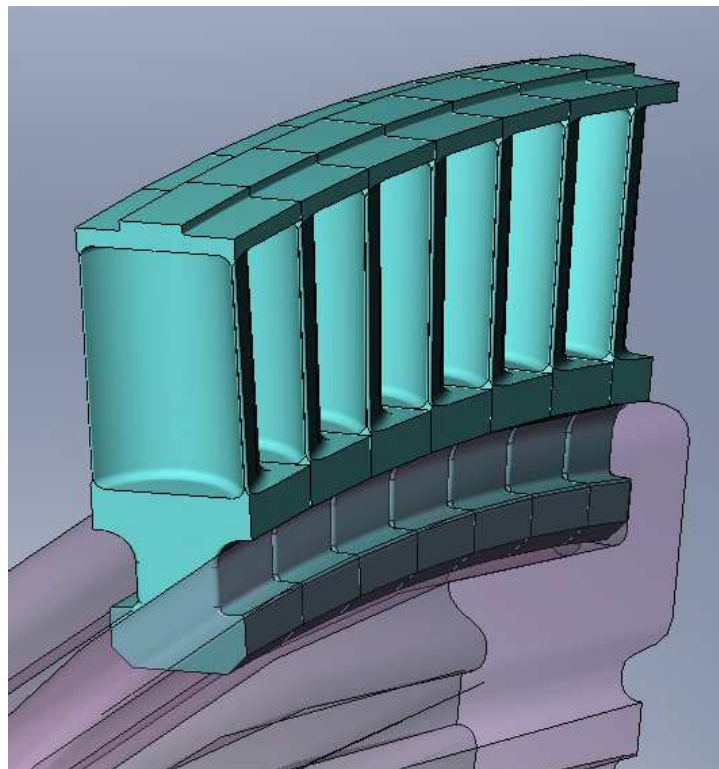
7850

počet lopatek z [-]

147

tloušťka bandáže t_b [m]

0,002



Obr. 33 Provedení lopatky s integrovanou bandáží [6]

- odstředivá síla bandáže:

$$F_{ob} = \frac{\beta \cdot \pi \cdot D \cdot S_{pb}}{z \cdot r} \cdot \rho_b \cdot u_b^2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot S_{pb}}{z} \cdot \rho_b \cdot u_b^2$$

- příčná plocha bandáže:

$$S_{pb} = t_b \cdot B_b = 0,002 \cdot 0,032 = 0,000064 m^2$$

součinitel zohledňující uložení bandáže $\beta = (0,75-1,0)$, volím dle lit [2] $\beta=0,85$.

- obvodová rychlost:

$$u_b = \omega \cdot R = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \left(r_m + \frac{l_1}{2} + t_b \right) = 2 \cdot \pi \cdot 50,3 \cdot \left(0,5 \cdot \frac{0,045}{2} + 0,002 \right)$$

$$u_b = 165,87 m/s$$

$$F_{ob} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot S_{pb}}{z} \cdot \rho_b \cdot u_b^2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,85 \cdot 0,000064}{147} \cdot 7850 \cdot 165,9 = 502,22 N$$

- tahové napětí v listu lopatky od odstředivé síly bandáže:

$$\sigma_{il} = \frac{F_{ob}}{S_{pl}} = \frac{502,22}{0,00026} = 1,93 MPa$$

- celkové tahové napětí:

$$\sigma_t = \sigma_{il} + \sigma_{ib} = 17,8 + 1,93 = 19,71 \cong 20 MPa$$

Materiál X22CrMoV12-1 běžně používaný pro lopatky parních turbín, svou pevností v tahu při tečení R_{mT} pro $450^\circ C$ dosahuje 432 MPa, což dostatečně vyhovuje.

Výpočty namáhání byly provedeny pro běžně užívané materiály pro konstrukci parních turbín. Výpočet byl proveden pouze pro tahové napětí v patním průřezu lopatky od odstředivé síly. Dále je třeba zdůraznit, že lopatky jsou mimo jiné namáhány ohybem od odstředivých sil a ohybem od proudu páry.

9. Závěr:

Během vypracování diplomové práce jsem si výrazně prohloubil své teoretické znalosti v oblasti konstrukce a výpočtu parní turbíny. Velký význam měly především konzultace s pracovníky firmy Ekol, zejména ve výpočtovém oddělení.

V této práci jsem se zabýval návrhem parní turbíny pro úpravu parametrů páry jako alternativa ke stávající redukční stanici, s cílem maximálního využití přeměny energie páry na elektrickou energii. Turbína bude v provozu při průtoku páry od 15-60 t/h. Při poklesu pod minimální hodnotu je pak v provozu redukční stanice. Provedl jsem termodynamický výpočet regulačního stupně dle zadaných parametrů. Zvolil jsem koncepci v provedení A kolo. Dále jsem navrhl projekční schéma zapojení turbíny od vstupního po výstupní parovod, schéma mazacího oleje turbíny a dále byly vypočteny vybrané uzly turbíny. Práce je zakončena návrhovým řezem turbíny.

10. Seznam použitých zdrojů:

- [1] FIEDLER, Jan. Parní turbíny návrh a výpočet. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9
- [2] ŠKOPEK, Jan. Parní turbína, Tepelný a pevnostní výpočet. 1.vydání. Plzeň: Tiskové středisko ZČU,2003. 159 s. ISBN 80-7043-259-X
- [3] KRBEK, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. 2 vydání. Brno: VUT Brno, 1987. 241 s. ISBN 55-599/1-87
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. Lopatkové stroje. 1. vydání, upravené. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [6] firemní podklady PBS, Ekol s.r.o, Brno 2010
- [7] vlastní tvorba, Brno 2010
- [8] google.com

11. Seznam obrázků:

Obr. 1 Jednostupňová parní turbína [8]	10
Obr. 2 Zjednodušené schéma zapojení TR a RS v parním oběhu [7]	13
Obr. 3 Expanze a škrcení v i-s diagramu [7]	13
Obr. 4 Projekční schéma zapojení TR [7]	14
Obr. 5 Projekční schéma mazacího oleje [7]	15
Obr. 6 Optimální rozsah použití axiálních stupňů turbín[3].....	16
Obr. 7 rotorů: a) bubnový typ rotoru (vlevo), b) kolový typ rotoru (vpravo) [3].....	17
Obr. 8 Typy uložení: a) uložení mezi ložisky b) letmé uložení[7].....	18
Obr. 9 Rotor s nalisovaným oběžným kolem [6]	18
Obr. 10 Radiálně axiální ložisko [6].....	19
Obr. 11 Typy ucpávek: a) pravý labyrint b) nepravý labyrint[7]	20
Obr. 12 Možné provedení ucpávky[6].....	20
Obr. 13 Trámcová regulace [6].....	22
Obr. 14 Svařovaná skříň turbíny v řezu [6]	23
Obr. 15 Předběžný návrh expanze páry v RS [1]	24
Obr. 16 Dělení parciálního ostříku [1].....	27
Obr. 17 Redukovaná účinnost regulačního stupně [1]	28
Obr. 18 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [1]	29
Obr. 19 Průběh expanze v A – kole [1]	30
Obr. 20 Rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí a úhlů [1].....	32
Obr. 21 Závislost velikostí rychlostních součinitelů [3]	32
Obr. 22 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně[7]	34
Obr. 23 Nerozšířený průtočný kanál A – kolo[1].....	35
Obr. 24 Počet segmentů po obvodě[1]	37
Obr. 25 Lopatka s bandáží [7]	38
Obr. 26 Charakteristické rozměry lopatek [1]	39
Obr. 27 Ukázka konstrukčního řešení dýzového segmentu [6].....	41
Obr. 28 Graf závislosti η_u a η_D na u/c_{iz} [7]	43
Obr. 29 Závislost obvodové účinnosti na výstupním úhlu [7]	43
Obr. 30 Graf závislosti l_0 a ztráty parciálním [7]	45
Obr. 31 Teoretická spotřební charakteristika turbíny [7]	45
Obr. 32 Rotorová lopatka 30TR1 [6].....	48
Obr. 33 Provedení lopatky s integrovanou bandáží [6]	49

12. Seznam použitého značení a indexů

Použité značení

<i>označení</i>	<i>jednotka</i>	<i>význam</i>
p	$[Pa]$	<i>tlak</i>
t	$[^{\circ}C]$	<i>teplota</i>
M	$[kg/s]$	<i>hmotnostní tok páry</i>
n	$[1/s]$	<i>otáčky</i>
i	$[kJ/kg]$	<i>entalpie</i>
s	$[kJ/kgK]$	<i>entropie</i>
v	$[m^3/kg]$	<i>měrný objem</i>
h	$[kJ/kg]$	<i>entalpický spád</i>
z	$[kJ/kg]$	<i>ztráta</i>
c	$[m/s]$	<i>absolutní rychlost páry</i>
w	$[m/s]$	<i>relativní rychlost páry</i>
u/c_{iz}	$[-]$	<i>rychlostní poměr</i>
u	$[m/s]$	<i>obvodová rychlost</i>
D	$[m]$	<i>střední průměr lopatkování</i>
l	$[m]$	<i>délka lopatky</i>
P	$[W]$	<i>výkon</i>
S	$[m^2]$	<i>plocha</i>
c	$[m]$	<i>délka tětiny profilu</i>
s	$[m]$	<i>rozteč lopatek</i>
B	$[m]$	<i>šířka lopatky</i>
k	$[-]$	<i>konstanta chodu na prázdko</i>
F	$[N]$	<i>síla</i>
m	$[kg]$	<i>hmotnost</i>
r	$[m]$	<i>poloměr</i>
t	$[m]$	<i>tloušťka</i>
σ	$[Pa]$	<i>napětí</i>
π	$[-]$	<i>tlakový poměr</i>
φ	$[-]$	<i>rychlostní součinitel</i>
ψ	$[-]$	<i>rychlostní součinitel</i>
ε	$[-]$	<i>parciální ostřík</i>
α	$[^{\circ}]$	<i>úhel absolutní rychlosti</i>
β	$[^{\circ}]$	<i>úhel relativní rychlosti</i>
γ	$[^{\circ}]$	<i>úhel nastavení profilu</i>
ξ	$[-]$	<i>poměrná ztráta</i>
ρ	$[-]$	<i>stupeň reakce</i>
ρ	$[kg/m^3]$	<i>měrná hmotnost</i>
χ	$[-]$	<i>konstanta pro přehřátou páru</i>
δ	$[m]$	<i>radiální vůle</i>
Δ	$[m]$	<i>tloušťka bříty</i>
μ	$[-]$	<i>průtokový součinitel</i>

Použité indexy:

<i>index</i>	<i>výnam</i>
<i>0</i>	<i>vstup</i>
<i>1,2</i>	<i>body expanze</i>
<i>RZV</i>	<i>rychlozávěrný (ventil)</i>
<i>iz</i>	<i>izoentropický</i>
<i>pr</i>	<i>předběžný</i>
<i>kr</i>	<i>kritický</i>
<i>t</i>	<i>totální ostřík</i>
<i>j</i>	<i>jmenovitý</i>
<i>opt</i>	<i>optimální</i>
<i>red</i>	<i>redukovaný</i>
<i>u</i>	<i>obvodový</i>
<i>tdi</i>	<i>termodynamický</i>
<i>i</i>	<i>vnitřní</i>
<i>S</i>	<i>stator</i>
<i>R</i>	<i>rotor</i>
<i>a</i>	<i>axiální</i>
<i>ekv</i>	<i>ekvivalentní</i>
<i>r</i>	<i>radiální</i>
<i>max</i>	<i>maximální</i>
<i>min</i>	<i>minimální</i>
<i>d</i>	<i>dýza</i>
<i>ucp</i>	<i>ucpávka</i>
<i>l</i>	<i>lopatka</i>
<i>o,od</i>	<i>odstředivá</i>
<i>t</i>	<i>tahové</i>
<i>p</i>	<i>patní</i>
<i>b</i>	<i>bandáž</i>

13. Seznam příloh

<i>číslo</i>	<i>název</i>	<i>popis</i>
<i>1</i>	<i>SCHÉMA PÁRA-VODA</i>	<i>projekční návrh zapojení točivé redukce</i>
<i>2</i>	<i>SCHÉMA MAZACÍHO OLEJE</i>	<i>projekční návrh zapojení mazacího oleje turbíny</i>
<i>3</i>	<i>NÁVRHOVÝ ŘEZ TR</i>	<i>návrhový konstrukční koncepce turbíny</i>
<i>4</i>	<i>VÝPOČET</i>	<i>výpočet v elektronické verz v programu MS Exceli</i>